





**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA**

**ESTUDO DA EBULIÇÃO CONFINADA SUBRESFRIADA EM  
EXPERIMENTO PARA TESTES EM MICROGRAVIDADE**

**Dissertação submetida à**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**

**Para obtenção de grau de**

**MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**REINALDO RODRIGUES DE SOUZA**

**Florianópolis, abril de 2010**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA**

**ESTUDO DA EBULIÇÃO CONFINADA SUBRESFRIADA EM  
EXPERIMENTO PARA TESTES EM MICROGRAVIDADE**

**REINALDO RODRIGUES DE SOUZA**

**Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de**

**MESTRE EM ENGENHARIA**

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA  
sendo aprovada em sua forma final.**

---

**Prof. Júlio César Passos, Dr. – Orientador**

---

**Prof. Eduardo Alberto Fancello, D.Sc- Coordenador do Programa**

**BANCA EXAMINADORA**

---

**Prof. Edson Bazzo, Dr. – Presidente**

---

**Prof. Amir Antônio Martins de Oliveira Jr., PhD.**

---

**Prof.<sup>a</sup> Márcia Barbosa Henriques Mantelli, PhD.**



Uma vez, perguntaram a Confúcio:

“O que mais o surpreende na humanidade?”

E ele respondeu:

“Os homens que perdem a saúde para juntar dinheiro e depois perdem o dinheiro para recuperar a saúde. Por pensarem ansiosamente no futuro, esquecem o presente, de tal forma que acabam por nem viver no presente nem no futuro. Vivem como se nunca fossem morrer e morrem como se nunca tivessem vivido.”





Dedico esse trabalho  
Aos meus pais, Agenário (em memória) e Antônia,  
Aos meus irmãos, Reginaldo e Rosangela,  
A Marisa minha companheira.



## AGRADECIMENTOS

Nenhum trabalho é individual. Ele é a soma da genialidade de muitos cientistas, pesquisadores, mestres, do carinho incondicional das pessoas que estão ao nosso redor, da curiosidade, do desafio e do esforço. Gostaria de agradecer a todas as pessoas que tornaram possível a sua realização.

A minha mãe Antônia da C. de Souza, ao meu irmão Reginaldo R. de Souza e minha irmã Rosângela R. de Souza, pelo incentivo e amor, mesmo estando longe são as pessoas mais presentes em minha vida.

A Marisa de C. Santana, pelo amor, carinho, companheirismo, por ter se tornado parte desse trabalho e sendo tão especial em minha vida.

Ao professor Júlio César Passos, pela dedicação, comprometimento, orientação e experiência compartilhada.

Ao grande amigo e Técnico do laboratório Danti Régis de Souza, por ter participado ativamente, da construção, realização dos relatórios, e por ter acompanhado as reuniões e testes no IAE na validação do experimento para o vôo. Ao Luiz Domingos pela a confecção das seções de testes e a companhia nos finais de semana no laboratório. Ao Edvaldo, saudoso “Fofão” por ter feito as buchas de PVC do experimento e por ter “quebrado tantos galhos”. Ao Flávio por ter solucionado o vazamento da câmara de ebulição. Ao Eduardo Barreto amigo do mestrado e de laboratório. Ao Estevan amigo de estudo e vizinho de laboratório. A Elaine Cardoso e Anderson Dalmaz, pelas discussões a respeito do tema estudado aqui. Ao Charles “Charlinho” pela paciência e instrução dos equipamentos de detecção de vazamento do LabTucal, tão úteis para o experimento. Ao Raul, Víctor, pelo desenvolvimento da parte elétrica e eletrônica do Sistema de Aquisição de dados do experimento. Ao grande amigo Tiago Ribeiro da Cunha do Labsolda e ao Ricardo Campagnin, por nos auxiliarem nas calibrações elétricas exigidas pela AEB. Ao bolsista Sidnei Maeda, por realizar a fase inicial dos testes. A Mariana Tiemi Tamura, fundamental durante a fase de calibração dos termistores, resistências elétricas, tratamento dos dados e aos maravilhosos desenhos que estão contidos nesse trabalho. Ao Kleber Vieira Paiva, pelos ensinamentos prestados para a compreensão do software e calibração do experimento, por auxiliar na realização dos documentos exigidos pela Agência e sua grande amizade. Ao Flávio do IAE, pela dedicação prestada a nossa equipe e a todo o seu grupo de trabalho: o pessoal da vibração, ciclagem térmica, eletrônica do foguete e pesquisadores da Institui-

ção. Ao Evandro Rodrigo Dário, pelo auxílio durante o desenvolvimento das correlações apresentadas aqui e na formatação do texto. Ao professor Franco, pelas discussões, aprendizado, almoços, *happy hours*. Aos colegas e amigos que são ou que passaram pelo laboratório: Gil, Eduardo Veroneze, Eduardo Dias, Tamara, Leila, Bruna, Jhonathan, Amaury, Isac Zandonai, Stefano, Thiago, André e Alisson.

À sociedade brasileira que com seu trabalho financiou minha formação profissional.

## SUMÁRIO

<b>LISTA DE FIGURAS.....</b>	<b>XVII</b>
<b>LISTA DE TABELAS.....</b>	<b>XXII</b>
<b>SIMBOLOGIA.....</b>	<b>XXIII</b>
<b>RESUMO.....</b>	<b>XXV</b>
<b>ABSTRACT.....</b>	<b>XXVI</b>
<b>1. INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>3</b>
2.1 GRAVIDADE.....	3
2.2 OBTENÇÃO DE MICROGRAVIDADE.....	3
2.3 A CURVA DE EBULIÇÃO .....	5
2.3.1 Regime de Convecção Natural .....	6
2.3.2 Histerese .....	6
2.3.3 Regime de Ebulição Nucleada.....	7
2.3.4 Regime de Transição .....	7
2.3.5 Regime de Ebulição em Película .....	8
2.4 O INÍCIO DA EBULIÇÃO .....	9
2.5 EBULIÇÃO NUCLEADA CONFINADA.....	9
2.6 EBULIÇÃO NUCLEADA SOB MICROGRAVIDADE.....	12
2.7 FLUXO OU CONVECÇÃO DE MARANGONI.....	13
2.8 EBULIÇÃO SUBRESFRIADA .....	15
2.8.1 Ebulição Subresfriada sem Confinamento.....	15

2.8.2 Ebulição Subresfriada Confinada.....	17
2.9 EFEITO DA ORIENTAÇÃO DA SUPERFÍCIE.....	17
2.10 ÂNGULO DE CONTATO E MOLHABILIDADE .....	19
2.11 CORRELAÇÕES PARA EBULIÇÃO NUCLEADA SEM CONFINAMENTO .....	20
<b>3. MATERIAIS E MÉTODOS .....</b>	<b>22</b>
3.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA .....	22
3.2 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL .....	27
3.2.1 Propriedades Termofísicas do Fluido de Trabalho.....	28
3.2.2 INÍCIO DOS TESTES .....	29
3.2.3 Configurações Testadas.....	32
<b>4. RESULTADOS EXPERIMENTAIS OBTIDOS EM LABORATÓRIO.....</b>	<b>34</b>
4.1 CARACTERIZAÇÃO DAS CONDIÇÕES TERMODINÂMICAS.....	34
4.2 CURVAS DE $q''$ EM FUNÇÃO DE $\Delta T$ .....	42
4.3 DESENVOLVIMENTO DE UMA CORRELAÇÃO .....	50
4.3.1 Análise Dimensional .....	50
4.3.2 Significado Físico dos Parâmetros Adimensionais .....	52
4.3.3 Comparação da Correlação com os Resultados Experimentais.....	53
4.4 MECÂNIISMOS PARA A TRANSFERÊNCIA DE CALOR...	55
4.5 VISUALIZAÇÃO DA EBULIÇÃO.....	56

4.6 COMPARAÇÃO DO $h$ COM AS CORRELAÇÕES DE EBULIÇÃO NUCLEADA .....	60
<b>5. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES .....</b>	<b>62</b>
<b>APÊNDICE A .....</b>	<b>70</b>
A.1 - O PROGRAMA MICROGRAVIDADE.....	70
A.2 - CARACTERÍSTICAS DO FOGUETE.....	70
A.3 - OBJETIVO DO EXPERIMENTO EM MICROGRAVIDADE. .....	71
A.4 - DESCRIÇÃO TÉCNICA DO EXPERIMENTO.....	71
A.5 - SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS .....	73
A.6 - FILMAGEM DO FENÔMENO .....	74
A.7 - TESTES REALIZADOS NO IAE.....	75
<b>APÊNDICE B .....</b>	<b>77</b>
B.1 - INCERTEZAS EXPERIMENTAIS .....	77
B.2 - INCERTEZA NA POTÊNCIA FORNECIDA .....	77
B.3 - INCERTEZA NA DIFERENÇA DE TEMPERATURA.....	79
B.4 - INCERTEZA NAS TEMPERATURAS MEDIDAS.....	80
B.5 - INCERTEZA NO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR.....	85
B.6 - INCERTEZA NO TRANSDUTOR DE PRESSÃO .....	86
B.7 - CÁLCULO DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS.....	87
<b>APÊNDICE C .....</b>	<b>89</b>

C.1 - DEMONSTRAÇÃO DOS NÚMEROS DE FROUDE E WEBER EXPRESSOS EM FUNÇÃO DO FLUXO DE CALOR .....	89
C.2 - NÚMERO DE FROUDE.....	90
C.3 - NÚMERO DE WEBER.....	90
C.4 - O MÉTODO EMPÍRICO .....	90



## LISTA DE FIGURAS

Figura 2. 1 - Ambientes de microgravidade, de baixo para cima, torre de queda livre, vôos parabólicos, foguetes de sondagem, satélites científicos, estação espacial. (Fonte: Agência Espacial Brasileira).....	4
Figura 2.2 - Foguete VSB-30, sequência de lançamento. (Fonte: Agência Espacial Brasileira). ....	5
Figura 2. 3 - Curva de ebulição de Nukiyama (1934). ....	6
Figura 2. 4 - Representação esquemática dos regimes da curva de ebulição, Dhir (1998). ....	8
Figura 2. 5 - Ilustração representativa do crescimento de uma bolha de vapor: (a) em espaço não confinado e (b) em espaço confinado. ....	11
Figura 2. 6 - Visualização do fenômeno de ebulição sob gravidade terrestre (Snyder & Chung, 2000). ....	12
Figura 2. 7 - Visualização do fenômeno de ebulição sob microgravidade (Snyder & Chung, 2000). ....	13
Figura 2. 8 - Correntes de Marangoni ao redor de uma bolha de vapor. ....	14
Figura 2. 9 - Curva de ebulição obtida por Kim <i>et al.</i> (2002), para diferentes níveis de subresfriamento e de gravidade. ....	16
Figura 2. 10 - Ilustração da medida do ângulo de contato. ....	19
Figura 3. 1 - Esquema do aparato experimental ....	22
Figura 3. 2 - Detalhes da câmara de ebulição, (a) vista explodida, (b) vista inferior do interior da câmara. ....	23
Figura 3. 3 - Disposição dos termistores sobre as seções de teste. ....	23
Figura 3. 4 - Resistência elétrica em função da temperatura. ....	24
Figura 3. 5 - Detalhes dos suportes de PVC e saída da cablagem. ....	25

Figura 3. 6 - (a) Suporte para os termistores no interior da câmara (b) detalhe dos termistores no interior da haste. ....	25
Figura 3. 7 - Vista explodida do aparato experimental. ....	26
Figura 3. 8 - Bancada experimental, no 1º modo com controle parcial da temperatura do fluido. ....	29
Figura 3. 9 - Bancada experimental, 2º modo de testes, sem o controle da temperatura do n-Pentano.....	30
Figura 3. 10 - Tensão fornecida às resistências elétricas das duas seções de teste. ....	31
Figura 4. 1 - Comportamento da pressão em função do tempo (testes do 1º tipo).....	35
Figura 4. 2 - Variação da pressão em relação ao tempo (testes do 2º tipo).....	35
Figura 4. 3 - Variação da temperatura de saturação em função do tempo (testes do 1º tipo). ....	36
Figura 4. 4 - Variação da temperatura de saturação em função do tempo (testes do 2º tipo). ....	36
Figura 4. 5 - Variação da temperatura do líquido no interior da câmara de ebulição em relação ao tempo (testes do 1º tipo, sem resfriamento externo). ....	37
Figura 4. 6 - Variação da temperatura do líquido no interior da câmara de ebulição em relação ao tempo (testes do 2º tipo, com resfriamento externo). ....	37
Figura 4. 7 - Temperatura média de parede das duas seções de testes, para os testes do 1º tipo e fluxo de calor constante de 20 kW/m². ....	38
Figura 4. 8 - Temperatura média de parede das duas seções de testes, para os testes do 2º tipo e fluxo de calor constante de 20 kW/m². ....	39

Figura 4. 9 - Variação da temperatura da parede em função do tempo para os fluxos de calor utilizados, (testes do 1º tipo). .....	39
Figura 4. 10 - Variação da temperatura da parede em função do tempo para os fluxos de calor utilizados, (testes do 2º tipo). .....	40
Figura 4. 11 - Efeito da pressão sobre a curva de $q'' \times \Delta T$ , para $s = 11$ mm. ....	41
Figura 4. 12 - Efeito da pressão sobre a curva de $q'' \times \Delta T$ , para $s = 0,9$ e $11$ mm.....	41
Figura 4. 13 - Análise da repetibilidade dos resultados.....	42
Figura 4. 14 - Curva mostrando a medida de temperatura dos termistores sobre as seções de teste. ....	43
Figura 4. 15 - Curva $q'' \times \Delta T$ para o n-Pentano em função do grau de confinamento, $s$ . ....	44
Figura 4. 16 - Efeito do confinamento sobre o coeficiente de transferência de calor. ....	45
Figura 4. 17 - Coeficiente de transferência de calor em função do fluxo de calor aplicado, para $s = 0,9$ mm.....	46
Figura 4. 18 - Efeito da temperatura do fluido, para $s = 0,9$ mm. ....	46
Figura 4. 19 - Efeito da temperatura do fluido, para $s = 11$ mm. ....	47
Figura 4. 20 - Efeito da temperatura do fluido, para $s = 10,4$ mm. ....	48
Figura 4. 21 - Efeito da temperatura do fluido, para $s = 0,3$ mm. ....	48
Figura 4. 22 - Efeito dos espaçamentos, $s = 0,3; 0,9; 10,4$ e $11$ mm sobre o coeficiente de transferência de calor. ....	49
Figura 4. 23 - Número de Nusselt experimental versus o calculado (Ebulição não confinada). ....	53

Figura 4. 24 - Coeficiente de transferência de calor experimental versus o calculado (Ebulição não confinada).....	54
Figura 4. 25 - Número de Nusselt experimental versus o calculado (Ebulição confinada).....	54
Figura 4. 26 - Coeficiente de transferência de calor experimental versus o calculado (Ebulição confinada).....	55
Figura 4. 27 - Mecanismo de transferência de calor para a ebulição subresfriada confinada. ....	55
Figura 4. 28 - Tipos de bolha sobre a superfície aquecida.....	57
Figura 4. 29 - Visualização para $s=0,9$ mm e fluxo de calor de 20 kW/m <sup>2</sup> . ....	57
Figura 4. 30 - Visualização para $s=0,9$ mm e fluxo de calor de 30 kW/m <sup>2</sup> . ....	58
Figura 4. 31 - Visualização para $s=0,9$ mm e fluxo de calor de 40 kW/m <sup>2</sup> . ....	58
Figura 4. 32 - Visualização para $s=0,9$ mm e fluxo de calor de 50 kW/m <sup>2</sup> . ....	59
Figura 4. 33 - Visualização para $s=0,9$ mm e fluxo de calor de 60 kW/m <sup>2</sup> . ....	59
Figura 4. 34 - Comparação do $h$ experimental com as correlações pra o n-Pentano, com $s = 11$ mm. ....	60
Figura A. 1 - Principais características do foguete brasileiro VSB-30. (Fonte: <a href="http://g1.globo.com/Noticias/Ciencia/0,,MUL69641-5603,00.html">http://g1.globo.com/Noticias/Ciencia/0,,MUL69641-5603,00.html</a> ). ....	71
Figura A. 2 - Unidades ECEM-A e ECEM-B.....	72
Figura A. 3 - Caixa de Controle externa. ....	73
Figura A. 4 - Sistema de Aquisição de Dados. ....	74

Figura A. 5 - Disposição da câmera fotográfica digital na ECEM-A....	75
Figura A. 6 - Testes realizados no IAE, ensaio de vibração.....	76
Figura A. 7 - Testes realizados no IAE, ciclagem térmica dos experimentos das diversas instituições.....	76
Figura B. 1 - Tendência para os termistores do disco confinado. ....	81
Figura B. 2 - Tendência para os termistores do disco não-confinado e do líquido. ....	81
Figura B. 3 - Repetitividade para os termistores do disco confinado....	82
Figura B. 4 - Repetitividade para os termistores do disco não-confinado e líquido.....	83
Figura B. 5 - Erro máximo Td+Re do disco confinado.....	84
Figura B. 6 - Erro máximo Td-Re do disco confinado.....	84
Figura B. 7 - Erro máximo Td+Re do disco não-confinado e líquido...	85
Figura B. 8 - Erro máximo Td-Re do disco não-confinado e líquido....	85

**LISTA DE TABELAS**

Tabela 3. 1- Propriedades do n-Pentano à pressão atmosférica .....	28
Tabela 3. 2- Configurações testadas para a primeira etapa dos testes...	32
Tabela 3. 3- Configurações testadas para a segunda etapa dos testes. ...	32
Tabela 3. 4- Incertezas experimentais para o coeficiente de transferência de calor.....	33
Tabela 4. 1- Intervalo de variação dos grupos adimensionais calculados .....	52
Tabela A. 1 - Nomenclatura e algumas das principais características do Experimento.....	72
Tabela B. 1 - Calibração do transdutor de pressão absoluto. ....	86
Tabela B. 2 - Incertezas experimentais da área dos discos e resistências elétricas. ....	87
Tabela B. 3 - Incertezas experimentais para n-Pentano e $s = 0,3$ mm...	87
Tabela B. 4 - Incertezas experimentais para n-Pentano e $s = 0,9$ mm...	88
Tabela B. 5 - Incertezas experimentais para n-Pentano e $s = 10,4$ mm.	88
Tabela B. 6 - Incertezas experimentais para n-Pentano e $s = 11$ mm....	88

## SIMBOLOGIA

## Alfabeto Latino:

Símbolo	Definição	Unidade
$A_d$	Área do disco	[m <sup>2</sup> ]
$B_o$	número de Bond	[-]
$c_{pl}$	calor específico, à pressão constante do líquido	[kJ/KgK]
$d$	diâmetro da superfície aquecida ou da bolha	[mm]
$D$	diâmetro do disco	[mm]
$Fr$	número de Froude	[-]
$g$	aceleração da gravidade	[m/s <sup>2</sup> ]
$h$	coeficiente de transferência de calor por ebulição ou convecção	[kW/m <sup>2</sup> °C]
$h_{lv}$	calor latente de vaporização	[kJ/kg]
$k_l$	condutividade térmica do líquido	[W/mK]
$L$	comprimento capilar	[m]
$M$	peso molecular	[kg/kmol]
$Ma$	número de Marangoni	[-]
$Nu$	número de Nusselt	[-]
$p$	pressão	[bar]
$P$	potência	[W]
$Pr_l$	número de Prandtl do líquido	[-]
$Q$	taxa de calor	[W]
$q''$	fluxo de calor	[kW/m <sup>2</sup> ]
$r$	raio característico da cavidade	[m]
$R$	resistência elétrica	[Ω]
$s$	distância de confinamento	[mm]
$T_{crit}$	temperatura crítica	[°C]
$T_p$	temperatura da superfície	[°C]
$T_{sat}$	temperatura de saturação do fluido	[°C]
$t$	tempo	[s]
$U$	tensão	[V]
$We$	número de Weber	[-]
$z$	altura da camada limite	[m]

**Alfabeto Grego:**

<b>Símbolo</b>	<b>Definição</b>	<b>Unidade</b>
$\theta$	ângulo de contato	[°]
$\rho_l$	massa específica do líquido	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_v$	massa específica do vapor	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	tensão superficial	[N/m]
$\mu_l$	viscosidade do líquido	[kg/ms]
$\alpha$	difusividade térmica	[m <sup>2</sup> /s]
$\Delta T$	diferença de temperatura	[°C]
$\delta$	incerteza	[-]
$\emptyset$	diâmetro do cilindro	[mm]

**Índices Subscritos**

<i>calc</i>	calculado
<i>crit</i>	Crítica
<i>exp</i>	experimental
<i>fluído</i>	Fluído
<i>líq</i>	líquido
<i>máx</i>	máximo
<i>p</i>	parede
<i>sat</i>	saturação
<i>sub</i>	subresfriado
<i>total</i>	Total
<i>v</i>	Vapor
<i>w</i>	dissipada

**Siglas**

<i>AEB</i>	Agência Espacial Brasileira
<i>ECCEM</i>	Câmara de Ebulição Sob Microgravidade
<i>IAE</i>	Instituto de Aeronáutica e Espaço
<i>COMAER</i>	Comando da Aeronáutica
<i>INPE</i>	Instituto de Pesquisas Espaciais
<i>ISS</i>	International Space Station (Estação Espacial Internacional)
<i>MIR</i>	Estação Espacial Russa



## RESUMO

O objetivo no presente trabalho é o de analisar em laboratório, sob aceleração da gravidade terrestre,  $g=9,8 \text{ m/s}^2$ , o comportamento da ebulição nucleada subresfriada do n-Pentano, com e sem confinamento. As condições termodinâmicas de teste são próximas daquelas em que será testada a câmara de ebulição do presente estudo, sob microgravidade,  $g \approx 10^{-6} \text{ m/s}^2$ , em um voo do foguete suborbital VSB-30, pelo Programa Microgravidade, gerenciado pela Agência Espacial Brasileira (AEB), cujo lançamento, previsto inicialmente para setembro de 2009, foi adiado para o corrente ano.

Foram analisados os coeficientes de transferência de calor para a ebulição nucleada em condições específicas de nível de confinamento e temperatura inicial do fluido, para intervalo de tempo de 360 s, mesma duração do experimento em microgravidade. Uma particularidade do presente estudo é a variação de pressão da câmara de ebulição durante os testes. A seção de teste é um disco de cobre de 12 mm de diâmetro com a superfície aquecida de face voltada para baixo. O nível de confinamento do líquido que ocupa o espaço próximo à seção de teste é caracterizado pela distância  $s$  entre o disco aquecido e o fundo da câmara de ebulição. Foram testados quatro valores de  $s$ : dois que representam uma condição confinada ( $s = 0,3$  e  $0,9 \text{ mm}$ ) e outros dois para condições não confinadas ( $s = 10,4$  e  $11 \text{ mm}$ ). Os fluxos de calor empregados podem ser considerados baixos e moderados ( $q'' \leq 60 \text{ kW/m}^2$ ).

Os resultados mostraram uma queda do coeficiente de transferência de calor quando se reduz  $s$ . Comportamento semelhante foi observado quando há uma redução da temperatura inicial do líquido no interior da câmara de ebulição, mantido o nível de confinamento. Os resultados experimentais foram comparados por duas correlações empíricas baseadas em grupos adimensionais, para os casos com e sem confinamento. Uma explicação dos mecanismos importantes durante a ebulição nucleada subresfriada e a visualização por meio de fotografias do fenômeno de ebulição também são apresentadas.

**Palavras-chave:** Ebulição nucleada subresfriada, Ebulição confinada, Número de Bond, Transferência de calor.

## ABSTRACT

The objective of this study is to examine in the laboratory, under normal gravity conditions ( $g = 9.8 \text{ m/s}^2$ ), the behavior of the subcooled nucleate pool boiling of n-pentane, with and without confinement. The thermodynamic conditions of the test are very similar to those that will be applied in the same boiling chamber, under microgravity, with  $g \approx 10^{-6} \text{ m/s}^2$ , in the launching of the suborbital rocket VSB-30, as part of the Microgravity Program, managed by the Brazilian Space Agency (AEB). This launch, originally planned for September 2009, has been postponed and rescheduled to take place later this year.

In the tests, the heat transfer coefficients were obtained for nucleate boiling under specific conditions of confinement and initial temperature of the fluid, for a time interval of 360 s, the same interval which will be applied in the aforementioned microgravity experiment. A particularity of this study is the variation in the chamber pressure boiling during testing. The test section consists of a copper disk with 12 mm of diameter with the hot surface facing down. The level of confinement of the liquid that occupies the space close to the test section is characterized by the distance  $s$  between the heated disk and the bottom of the boiling chamber. Four values of  $s$  were tested: two represent the well confined conditions ( $s = 0.3$  and  $0.9 \text{ mm}$ ) and two non-confined conditions ( $s = 10.4$  and  $11 \text{ mm}$ ). The heat fluxes applied can be considered low and moderate ( $q'' \leq 60 \text{ kW/m}^2$ ).

The results showed a decrease in the heat transfer coefficient when  $s$  is reduced. Similar behavior was observed with decreasing the initial temperature of the liquid inside the boiling chamber, maintaining the level of containment. The experimental results were compared applying two empirical correlations based on dimensionless groups for cases with and without confinement. Also, an explanation of the important mechanisms during subcooled nucleate pool boiling is proposed and photographic visualizations of the boiling phenomenon are presented.

**Keywords:** Subcooled pool boiling, Confined boiling, Bond number, Heat transfer.

## 1. INTRODUÇÃO

Dispositivos eletrônicos e sistemas térmicos pequenos e compactos são cada vez mais presentes em nossa sociedade industrial. Com a redução de tamanho, o resfriamento desses dispositivos e equipamentos confronta-se com a necessidade de dissipar elevados fluxos de calor (em  $\text{W/m}^2$ ) só realizáveis quando o sumidouro de calor se faz por meio de um escoamento forçado de água ou de processos com mudança de fase líquido-vapor cujo fluido é um refrigerante não aquoso.

O objeto da presente pesquisa é o estudo da ebulição nucleada subresfriada aplicada ao resfriamento de superfícies de cobre. A motivação principal é sua aplicação no resfriamento e no controle térmico de componentes eletrônicos de sistemas embarcados em plataformas, veículos e satélites espaciais.

Durante o processo de ebulição, a transferência de calor entre a superfície aquecida e o fluido se intensifica à medida que o fluxo de calor aumenta, até um valor limite chamado de fluxo de calor crítico. As moléculas de líquido com menor energia (mais frias) são atraídas, por efeito da aceleração da gravidade, para a região próxima à parede aquecida, roubam calor, mudam de fase e são lançadas por efeito da gravidade (forças de empuxo) para longe. A mesma força de origem gravitacional que empurra as bolhas para cima puxa o líquido para baixo e expulsa as bolhas de vapor.

Sob microgravidade, o efeito de empuxo tende a desaparecer e as bolhas de vapor permanecem mais tempo sobre a superfície aquecedora, permitindo que cresçam acentuadamente. Se além dessas condições também ocorrer redução de tamanho dos dispositivos e equipamentos, o sistema torna-se confinado. A alteração dos mecanismos de transferência de calor nesses casos requer um conhecimento preciso dos parâmetros de projeto.

A ebulição nucleada confinada tem se tornado um assunto de grande interesse dentro da comunidade científica mundial, sua importância vem sendo constantemente fortalecida através de inúmeras situações práticas onde a dissipação de energia é essencial para garantir a integridade física de sistemas eletrônicos compactos.

Por um longo tempo, a gravidade foi considerada o mecanismo dominante da ebulição nucleada, idéia bastante disseminada até o advento da corrida espacial que proporcionou a realização dos primeiros experimentos em ambiente de gravidade reduzida. Mais tarde, com o aparecimento dos meios de comunicação que se guiam via satélite, a demanda por circuitos térmicos mais confiáveis e potentes por longos

períodos de tempo, capazes de manter os satélites em condições ótimas de temperatura e operação se tornou cada vez mais necessária.

Oka *et al.* (1992) & Abe (1993), comprovaram, experimentalmente, que fluxos de calor transferíveis na terra, também são possíveis em microgravidade, especialmente na ebulição subresfriada. O subresfriamento acontece quando a temperatura do fluido de trabalho utilizado para resfriar determinado sistema, se encontra a uma temperatura menor do que a própria temperatura de saturação do líquido.

Com o objetivo de se testar um experimento chamado “câmara de ebulição nucleada”, em condições de microgravidade, no *Programa Microgravidade* da Agência Espacial Brasileira, nesta dissertação foram testadas as principais condições de operação previstas naquele Programa, além de outras condições. Foram testados os seguintes efeitos: do fluxo de calor, da variação da pressão na câmara ebulição, do grau de subresfriamento e do grau de confinamento.

Este trabalho está apresentado na ordem mostrada a seguir.

No capítulo 2, é apresentada uma revisão bibliográfica contendo as principais características do fenômeno de ebulição e as variáveis que influenciam o coeficiente de transferência de calor por ebulição.

No capítulo 3, é feita uma descrição detalhada da bancada experimental e das seções de teste, assim como do procedimento experimental.

No capítulo 4, são mostrados os resultados experimentais. São apresentadas duas correlações empíricas para o número de Nusselt, representativas dos casos com confinamento e sem confinamento. É proposto um esquema para explicar os principais mecanismos de transferência de calor durante a ebulição subresfriada em meio confinado, tomando como referência a interface líquido-vapor em torno de uma bolha de vapor. Uma série de fotografias mostra as fases de crescimento e desprendimento das bolhas de vapor do meio confinado ou não, em função do fluxo de calor.

No capítulo 5, são resumidas as principais conclusões e feitas as sugestões para trabalhos futuros.

No Apêndice A, são fornecidas as principais informações sobre o Programa Microgravidade, a descrição técnica do experimento e das condições físicas do foguete VSB-30. O Apêndice B apresenta a análise das incertezas experimentais e o Apêndice C mostra uma seqüência dos passos para se obter a correlação empírica.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo é feito um levantamento dos principais mecanismos que podem influenciar a transferência de calor durante o regime de ebulição nucleada. A revisão abrange aspectos bastante difundidos na literatura específica, tais como: a curva de ebulição de Nukiyama (1934), efeitos da gravidade terrestre, da orientação da superfície e molhabilidade, além de abordar os temas de caráter essencial dessa pesquisa, como por exemplo, o estudo da ebulição nucleada subresfriada com e sem confinamento.

### 2.1 GRAVIDADE

A gravidade é uma das quatro forças fundamentais da física. Classicamente, é descrita pela Lei da Gravitação Universal de Newton, publicada em sua obra *Philosophiae Naturalis Principia Mathematica* em 1687, livro que contém também as três leis que descrevem o movimento dos corpos. Newton não foi o único a fazer contribuições significativas para o entendimento da gravidade, mas foi o responsável por conceituar a natureza da gravidade do modo que é conhecida hoje, como sendo à força de atração mútua que os corpos exercem uns sobre os outros.

A partir da década de 60 com o início da corrida espacial, a realização de experimentos em vôos espaciais se tornou cada vez mais comum. A ausência dos efeitos gravitacionais passou a ser foco de interesse em muitas áreas do conhecimento, como a física, química e a biologia. Dentro da engenharia, o estudo dos fenômenos relacionados à mecânica dos fluidos e transferência de calor tem motivado as principais pesquisas. A realização de experimentos em microgravidade (gravidade muito próxima de zero), como é conhecida, possibilita observar um grande número de fenômenos que ocorrem nos fluidos, como por exemplo, os efeitos interfaciais de evaporação e condensação, variação da tensão superficial, coalescência das bolhas de vapor e a convecção de Marangoni, que eram encobertos pela ação da força gravitacional.

### 2.2 OBTENÇÃO DE MICROGRAVIDADE

Existem vários meios de se ter acesso a ambientes com microgravidade, Figura 2.1. Através de altas torres verticais (drop tower), no interior da qual se solta um experimento em queda livre. A altura dessas torres pode variar de 20 a 130 m e geralmente possuem mecanismos

para compensar a resistência do ar ou são mantidas sob vácuo. Elas proporcionam ambientes de microgravidade que duram de dois a cinco segundos. Outra maneira de se reduzir a gravidade é através de vôos parabólicos, onde uma aeronave realiza uma série de trajetórias parabólicas, atingindo níveis de microgravidade da ordem de  $10^{-2}$  g durante 10 a 20 segundos. Além de possibilitar um tempo maior em microgravidade existe a vantagem de interação dos pesquisadores com o experimento. Os dois métodos apresentados são freqüentemente utilizados como um meio de qualificar os experimentos que serão posteriormente lançados em satélites, foguetes de sondagem ou testados em estações espaciais.

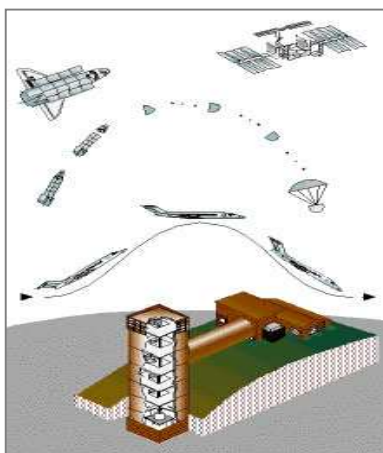


Figura 2. 1 - Ambientes de microgravidade, de baixo para cima, torre de queda livre, vôos parabólicos, foguetes de sondagem, satélites científicos, estação espacial. (Fonte: Agência Espacial Brasileira).

Os foguetes de sondagem (ver Figura 2.2) produzem condições de microgravidade superiores aos casos anteriores, com duração de vários minutos. A “carga útil”, como é chamado o experimento a ser testado, é colocado em um foguete, que é lançado numa curva parabólica além da atmosfera terrestre. O ambiente de microgravidade é influenciado pela massa da carga útil do foguete, podendo acontecer sobre diferentes altitudes e manter acelerações de  $10^{-4}$  g durante 4 a 7 minutos. A carga útil geralmente cai de pára-quedas e pode ser recuperada.

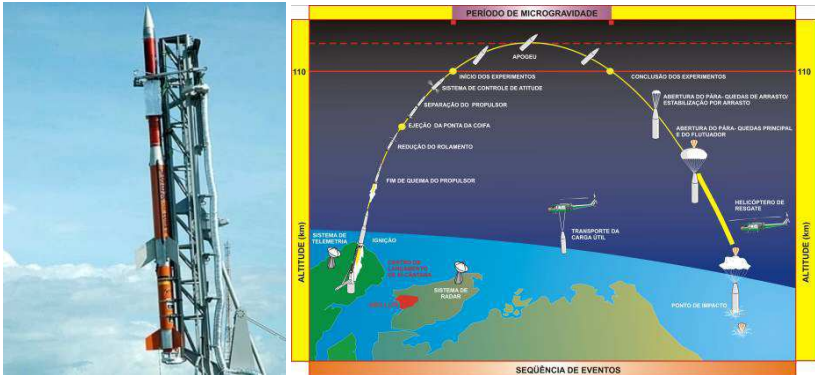


Figura 2.2 - Foguete VSB-30, seqüência de lançamento. (Fonte: Agência Espacial Brasileira).

Há ainda os satélites científicos não tripulados onde se realizam experimentos que podem ficar semanas, meses e até anos no espaço produzindo um ambiente microgravitacional de alta qualidade ( $10^{-6}$  g), onde os dados experimentais medidos são enviados a Terra por telemetria. Por fim, através das estações espaciais (MIR, ISS) é possível realizar estudos em experimentos que necessitam de um intervalo de tempo maior e cuidados específicos.

### 2.3 A CURVA DE EBULIÇÃO

Os diferentes regimes de ebulição em piscina foram identificados experimentalmente por Nukiyama (1934) e podem ser compreendidos através da chamada curva de ebulição (Figura 2.3) que relaciona o fluxo de calor com o superaquecimento do líquido. A curva apresentada por Nukiyama foi obtida para a água à pressão de 1 atm e fluxo de calor imposto, contudo tendências similares caracterizam o comportamento de outros fluidos (Incropera & DeWitt, 2002). Uma descrição detalhada e o esquema que caracteriza os diferentes regimes de ebulição são apresentados na Figura 2.4.

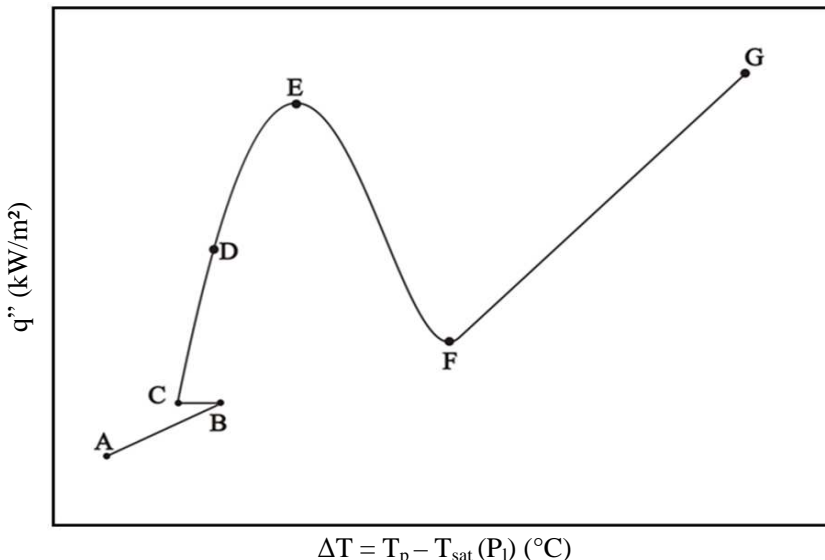


Figura 2. 3 - Curva de ebulição de Nukiyama (1934).

### 2.3.1 Regime de Convecção Natural

A região (AB), Figura 2.3, corresponde ao regime monofásico. Os níveis de superaquecimento da parede são baixos e insuficientes para ativar os sítios de nucleação e produzir as primeiras bolhas de vapor. Assim o calor é transferido da superfície aquecedora para o fluido através de correntes de convecção livre em que o líquido mais quente ascende, afastando-se da superfície aquecida, dando acesso ao fluido mais frio para retirar calor da superfície. O coeficiente de transferência de calor associado ao regime de convecção livre é relativamente baixo, e o fluxo de calor aumenta lentamente com a variação da temperatura entre a parede e o fluido.

### 2.3.2 Histerese

Uma vez que os sítios de nucleação já estão ativados é difícil desativá-los. E mesmo diminuindo o fluxo de calor abaixo de C, continua a haver ebulição, característica que motiva as principais aplicações industriais para o processo de ebulição nucleada. Rohsenow (1962) considerou este efeito da transferência de calor como causa da agitação do meio, na vizinhança da superfície aquecida, como uma espécie de con-



vecção forçada. Ele imaginou que o número de Nusselt para a ebulição nucleada poderia ser uma lei de potência em função dos números de Prandtl e de um número de Reynolds relativo ao movimento das bolhas, semelhante às correlações para a convecção forçada.

### 2.3.3 Regime de Ebulição Nucleada

A região (CE) da Figura 2.3 corresponde ao regime de ebulição nucleada e pode ser dividida em dois sub-regimes, o de bolhas isoladas, região de baixos fluxos de calor (trecho CD) e o de bolsões de vapor (trecho DE) para fluxos de calor elevados.

Na região de bolhas isoladas, é possível distinguir, a olho nu, principalmente quando o fluxo de calor está próximo do ponto C, bolhas individualizadas em diversos pontos da superfície. Com o aumento do fluxo de calor, a tendência é que ocorra a interação entre bolhas vizinhas ou que se encontram quando deslocadas no meio já turbulento. Qualitativamente, os autores consideram (ver Carey, 1992) que ocorre uma transição do regime de ebulição nucleada de bolhas isoladas ou individualizadas, para um regime em que as bolhas se apresentam maiores, devido à coalescência, formando espécies de cogumelos. O regime de ebulição nucleada é caracterizado por elevados coeficientes de transferência de calor e permite que se alcance elevados fluxos de calor com pequenas diferenças ( $T_p - T_{sat}$ ).

### 2.3.4 Regime de Transição

O regime de transição, Figura 2.3 (trecho EF) é caracterizado pela intermitência dos regimes de ebulição nucleada e de ebulição em película, conforme esquema na Figura 2.4 e. À medida que o fluxo de calor se aproxima do fluxo de calor crítico, limite de máximo fluxo de calor para o regime de ebulição, a formação das bolhas é tão intensa que uma película ou camada de vapor começa a se formar na superfície aquecedora dificultando o acesso do líquido. Conforme pode ser observado na Figura 2.3, o fluxo de calor deve decrescer com o aumento de  $\Delta T$  e consequentemente o coeficiente de transferência de calor, isto se deve à baixa condutividade térmica do vapor em relação ao líquido. É importante observar que não é possível estabilizar um processo de ebulição no regime de transição quando o fluxo de calor é imposto. Esta condição só é possível se o modo de aquecimento de superfície for o de temperatura imposta ou controlada.

### 2.3.5 Regime de Ebulição em Película

No regime de ebulição em película (trecho FG) da Figura 2.3, o líquido não entra em contato com a superfície devido à elevada temperatura da superfície que promove a sua vaporização, ficando a superfície coberta por uma camada contínua de vapor que se estende por toda a área do aquecedor. Essa película de vapor acaba formando uma espécie de “isolamento” entre a superfície aquecedora e o líquido.

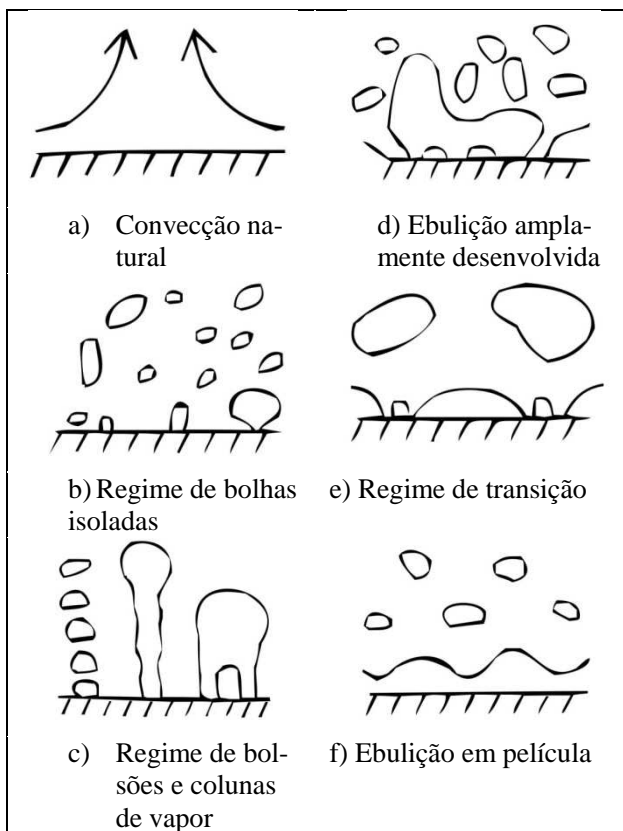


Figura 2. 4 - Representação esquemática dos regimes da curva de ebulição, Dhir (1998).

## 2.4 O INÍCIO DA EBULIÇÃO

A ebulição ocorre quando há mudança de fase de líquido para vapor. Aquecendo-se uma superfície que está em contato com um fluido, o calor será transferido desta para o líquido. Quando essa superfície atinge certo grau de superaquecimento, ocorrerá o surgimento dos primeiros embriões de vapor que crescerão originando uma bolha de vapor que, posteriormente, se desprenderá da superfície aquecida. Este processo acontece somente quando a temperatura do líquido que está em contato com a superfície aquecida é maior do que a sua temperatura de saturação, ou seja, o líquido deve estar superaquecido. Logo, o mínimo superaquecimento do fluido necessário para o início da ebulição,  $\Delta T = T_{liq} - T_{sat}$ , é dado por, conforme Carey (1992):

$$\Delta T \geq \frac{2\sigma T_{sat}}{r\rho_v h_{lv}} \quad (2.1)$$

no qual,  $\sigma$ ,  $T_{sat}$ ,  $\rho_v$ ,  $h_{lv}$  e  $r$  representam, respectivamente, a tensão superficial ( $N/m$ ), a temperatura de saturação do fluido ( $K$ ), a massa específica do vapor ( $kg/m^3$ ), o calor latente de vaporização ( $kJ/kg$ ) e o raio característico da cavidade ( $m$ ). O coeficiente de transferência de calor,  $h$ , para a ebulição é definido como a razão entre o fluxo de calor cedido da superfície ao fluido e a diferença de temperatura entre a superfície aquecida e a de saturação do fluido.

$$h = \frac{q''}{T_p - T_{sat}} \quad (2.2)$$

no qual,  $q''$ ,  $T_p$  e  $T_{sat}$  representam, o fluxo de calor ( $kW/m^2$ ), a temperatura da superfície ( $K$ ) e a temperatura de saturação do fluido ( $K$ ), respectivamente. Esta definição também é recomendada para a ebulição subresfriada, em que a temperatura do líquido encontra-se abaixo de  $T_{sat}$ , Carey (1992).

## 2.5 EBULIÇÃO NUCLEADA CONFINADA

O processo de ebulição nucleada varia consideravelmente dependendo das condições em que a mudança de fase ocorre. O nível de fluxo de calor, propriedades termodinâmicas do líquido e vapor, a superfície do material e acabamento, e o tamanho físico da superfície aquecedora

podem afetar o processo de ebulição (Carey, 1992). Em vários sistemas de aplicações industriais existe a necessidade de resfriamento utilizando um fluido refrigerante. Em alguns casos, o espaço reservado ao líquido é pequeno. Nessas situações, após a formação e o crescimento das bolhas de vapor, pode ocorrer a deformação das bolhas e a retenção destas por maior tempo, no espaço confinado.

Passos *et al.* (2004) mostram o efeito do confinamento na curva parcial de ebulição, à temperatura de saturação, para o fluido FC-72, para níveis de confinamento de 0,2; 0,5; 1,0 e 13 mm. Os autores mostraram, com exceção de  $s = 13$  mm, uma dependência do coeficiente de transferência de calor (ou  $\Delta T$ ) com  $s$  e  $q$  diferente daquela para a ebulição não confinada. Para os níveis de confinamento de 0,2 e 0,5 mm e fluxos entre 5 e 22 kW/m<sup>2</sup> o  $\Delta T$  encontrado foi menor que para  $s = 13$  mm, para o mesmo fluxo de calor, mostrando o aumento da ebulição. Passos *et al.* (2005) mostraram novos resultados para a ebulição confinada e não confinada dos fluidos FC-72 e FC-87 à pressão atmosférica, para baixos e moderados fluxos de calor (menores do que 45 kW/m<sup>2</sup>) sobre um disco de face voltada para baixo. Os níveis de confinamento seguiram o trabalho anterior e os resultados mostraram um aumento do coeficiente de transferência de calor para as distâncias  $s$  de 0,2 e 0,5 mm quando comparadas aos casos para  $s = 1,0$  e 13 mm e um aumento maior do coeficiente de transferência de calor para a ebulição do FC-72 comparada à ebulição do FC-87. Complementarmente, Passos *et al.* (2005) fazem um estudo da visualização da ebulição nucleada confinada e não confinada do fluido FC-72 à pressão atmosférica e baixos e moderados fluxos (até 40 kW/m<sup>2</sup>). As fotografias do fenômeno de ebulição mostraram a coexistência de bolhas isoladas e bolhas coalescidas para  $s \geq 0,5$  mm e a predominância de bolhas coalescidas deformadas para  $s = 0,2$  e 0,5 mm. Cardoso (2005) mostrou que o aumento do coeficiente de transferência de calor para um nível de confinamento cada vez menor só é válido para situações de baixos e moderados fluxos de calor. Na ebulição não-confinada o movimento caótico e aleatório das bolhas impede que o fluxo de líquido “frio” varra a superfície aquecida, enquanto que para a ebulição confinada, o fluxo circulante é dirigido pelas pequenas bolhas de vapor que se levantam da superfície aquecida e movimentam o líquido frio em direção ao fundo superaquecido, intensificando a transferência de calor. As Figuras 2.5 a – b apresentam esquemas em que a bolha não sofre confinamento, Figura 2.5 a, com aquela, em que a distância ( $s$ ) entre as placas é menor do que o diâmetro da bolha, causando sua deformação, Figura 2.5 b.

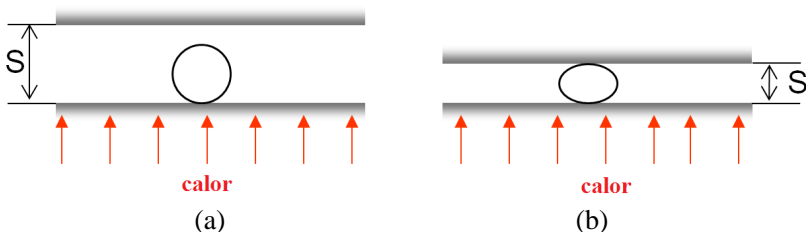


Figura 2. 5 - Ilustração representativa do crescimento de uma bolha de vapor: (a) em espaço não confinado e (b) em espaço confinado.

De forma simplificada, o nível de confinamento pode ser analisado por meio do número adimensional de Bond (Yao & Chang, 1983), definido como a razão entre a distância entre as duas superfícies,  $s$ , e o comprimento capilar,  $L_b$ , definido conforme:

$$L_b = \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}} \quad (2.3)$$

no qual  $g$  representa a aceleração da gravidade ( $m/s^2$ ),  $\sigma$  a tensão superficial ( $N/m$ ),  $\rho_l$  e  $\rho_v$  representam a massa específica do líquido e do vapor ( $kg/m^3$ ), respectivamente. O comprimento capilar,  $L_b$ , é da ordem do diâmetro de partida das bolhas, conforme Carey (1992). Desta forma o número de Bond é escrito como:

$$B_o = \frac{s}{L_b} \quad (2.4)$$

Para o fluido refrigerante n-Pentano utilizado neste trabalho, o comprimento capilar foi de 1,5 mm. O número de Bond foi de 0,20 e 0,60 para as seções de testes com confinamento de 0,3 e 0,9 mm, respectivamente. Para a situação sem confinamento, obtiveram-se os valores de 6,94 e 7,30 para as distâncias 10,4 e 11 mm, nessa ordem.

Quando o diâmetro das bolhas de vapor formadas durante o regime de ebulição é inferior ao comprimento característico,  $s$ , a tendência é a de que as bolhas se apresentem isoladas, neste caso,  $B_o > 1$ . Por outro lado, se o comprimento capilar ultrapassar a distância,  $s$ , as bolhas se deformarão e vão se unir às bolhas vizinhas fazendo com que aumente a área de contato da película líquida entre a superfície aquecida e a base da bolha de vapor. Katto *et al.* (1977), Ishibashi & Nishikawa (1969),

inferiram que quando isso acontece, a transferência de calor se intensifica por causa da vaporização de líquido da microcamada, desde que mantidos baixos fluxos de calor e o regime seja o de ebulição saturada.

## 2.6 EBULIÇÃO NUCLEADA SOB MICROGRAVIDADE

O estudo experimental da ebulição nucleada em microgravidade foi iniciado no final da década de 50. As primeiras pesquisas eram limitadas por uma série de fatores: tamanho dos objetos, energia, peso dos aparatos experimentais, o número e duração dos experimentos. Provavelmente essa seja a principal razão que explica por que, apesar das atividades realizadas nas últimas décadas, apenas foram alcançados conhecimentos parciais dos fenômenos envolvidos (Di Marco & Grassi, 2000).

Straub *et al.* (1990), Oka *et al.* (1995) e Shatto *et al.* (1996) mostraram que, sob gravidade reduzida, as bolhas de vapor provenientes da superfície aquecida são maiores quando comparadas às formadas sobre gravidade terrestre. Na sequência são apresentadas algumas imagens obtidas por Snyder & Chung (2000), onde os autores comparam as pequenas bolhas de vapor sendo carregadas do fundo do recipiente por fluxos convectivos produzidos pela gravidade (Figura 2.6). Na situação seguinte (Figura 2.7), onde há ausência de gravidade, as bolhas de vapor são maiores e permanecem mais tempo sobre a superfície aquecida. Isto se deve à ausência de empuxo e convecção.

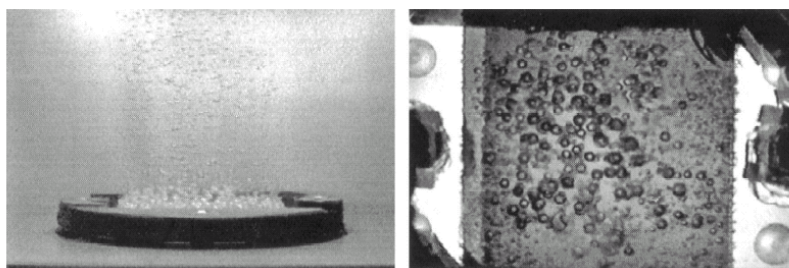


Figura 2. 6 - Visualização do fenômeno de ebulição sob gravidade terrestre (Snyder & Chung, 2000).

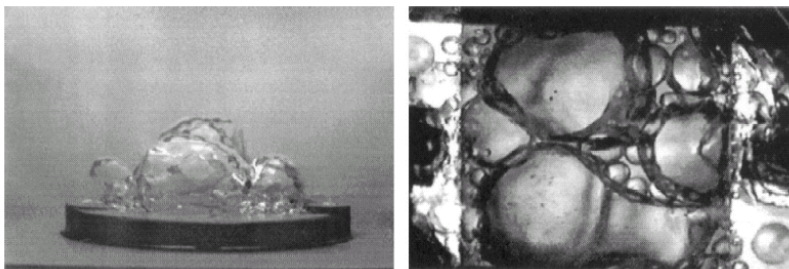


Figura 2. 7 - Visualização do fenômeno de ebulição sob microgravidade (Snyder & Chung, 2000).

## 2.7 FLUXO OU CONVECÇÃO DE MARANGONI

A origem da convecção de Marangoni pode ser explicada através das forças intermoleculares (Straub, 1994). Quando um líquido entra em contato com uma superfície sólida, dois tipos de forças atuam em sentidos opostos: a força de adesão, que representa a afinidade do líquido com a superfície sólida, ou seja, a capacidade do líquido molhar o sólido, e a força de coesão, atração que surge entre moléculas do mesmo tipo. Nos líquidos, a coesão se reflete na tensão superficial entre o líquido e seu vapor. Quando a temperatura da superfície aquecedora aumenta, reduz as forças de atração entre as moléculas, isto induz um fluxo convectivo tangencial na interface, na direção da maior para a menor temperatura, denominado fluxo de Marangoni ou convecção de Marangoni. Desta forma, ao longo da interface da bolha o gradiente de temperatura diminui a tensão em relação ao lado quente e aumenta em direção ao lado frio, o que pode auxiliar no aumento da transferência de calor.

Trefethen (1961) e McCrew *et al.* (1966) foram os primeiros a sugerir o fluxo Marangoni como sendo um mecanismo importante de transferência de calor para a ebulição nucleada. McCrew concluiu que o fluxo de Marangoni ocorreria ao redor de qualquer bolha de vapor que estivesse sob uma região sujeita a um gradiente de temperatura e que o fenômeno impulsionaria o mecanismo de transferência de calor nas situações em que as bolhas permanecessem por um intervalo relativamente longo sobre a superfície aquecida. Desta maneira podemos deduzir os efeitos das correntes de Marangoni, calculando o gradiente da tensão superficial. Para isso vamos assumir a existência de uma camada limite térmica, de espessura  $d$  correspondendo ao diâmetro da bolha de vapor e o perfil de temperatura do líquido nessa região como sendo

linear. A bolha emerge da superfície aquecida a  $T_p$  e se desenvolve até atingir a temperatura de saturação à pressão do líquido (Figura 2.8). O número de Marangoni é uma grandeza adimensional e representa a razão entre a tensão superficial e as forças de viscosidade (Petrovic *et al.*, 2004).

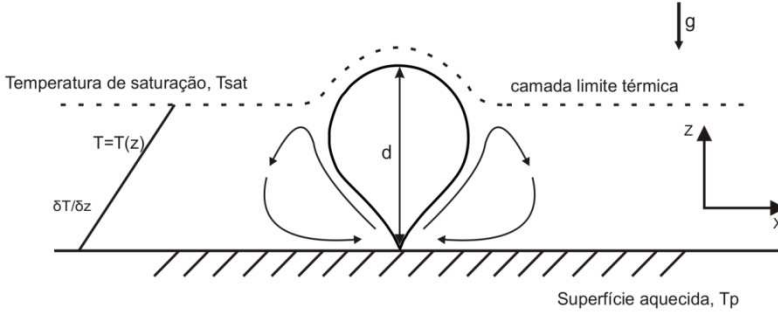


Figura 2. 8 - Correntes de Marangoni ao redor de uma bolha de vapor.

O número de Marangoni pode ser expresso na forma;

$$Ma = - \frac{\partial \sigma}{\partial T} \frac{\partial T}{\partial z} \frac{d^2}{\alpha_l \mu_l} \quad (2.5)$$

A variação da temperatura em relação à altura da camada limite térmica pode ser aproximada por;

$$\frac{\partial T}{\partial z} \approx \frac{(T_p - T_{sat})}{d} \quad (2.6)$$

Substituindo a Equação (2.6) na Equação (2.5) tem-se;

$$Ma = - \frac{\partial \sigma}{\partial T} \frac{(T_p - T_{sat})}{\alpha_l \mu_l} d \quad (2.7)$$



no qual:  $d$ ,  $\alpha_b$ ,  $\mu_l$  e  $T_p$ , são respectivamente, o diâmetro da superfície aquecedora ( $m$ ), a difusividade térmica ( $m^2/s$ ), a viscosidade do líquido ( $kg/ms$ ) e a temperatura da superfície ( $K$ ).

O primeiro estudo numérico do fluxo de Marangoni foi realizado por Larkin (1970), onde se considerou uma bolha hemisférica. Larkin constatou que quando o número de Marangoni excede o valor de  $10^5$  ele se torna um mecanismo importante para a transferência de calor.

## 2.8 EBULIÇÃO SUBRESFRIADA

A condição de subresfriamento surge quando o líquido distante da superfície aquecida se encontra a uma temperatura inferior a sua temperatura de saturação. Essa diferença de temperatura pode ser maior ou menor dependendo da situação de interesse. Ela pode ser representada através do nível de subresfriamento, expresso através da diferença entre a temperatura de saturação do fluido e a temperatura do próprio líquido. Segundo Carey (1992), o subresfriamento tem pouco efeito sob a transferência de calor por ebulição (quando não há confinamento). O autor ainda defende a utilização das mesmas correlações para ebulição saturada, para a maioria dos casos de subresfriamento.

### 2.8.1 Ebulição Subresfriada sem Confinamento

Um estudo detalhado do efeito do subresfriamento foi apresentado por Reinaldo (1999), onde são apresentadas as curvas parciais de ebulição para diferentes temperaturas do fluido no regime de ebulição nucleada, no interior de tubos verticais lisos e ranhurado. Reinaldo mostrou que é pequena a influência do subresfriamento do fluido, de acordo com Carey (1992). Nos testes com o R-113, à pressão atmosférica e subresfriamentos de 3,5 e 25°C, Passos & Reinaldo (2000) encontraram que as temperaturas da superfície aquecida para o caso em que  $\Delta T_{sub} = 25^\circ C$  ficam, na média, 4°C mais resfriadas do que para o caso em que  $\Delta T_{sub} = 3,5^\circ C$ , mantido o mesmo fluxo de calor.

Utilizando o fluido de trabalho FC-72, Kim *et al.* (2002) estudaram o comportamento sobre o regime de ebulição nucleada subresfriada em gravidade reduzida (0,02g), gravidade terrestre (1g) e alta gravidade (1,6 – 1,8g) empregando diferentes níveis de subresfriamento, mostraram que o coeficiente de transferência de calor é independente dos níveis de subresfriamento e magnitude da aceleração da gravidade. As curvas obtidas para o regime de ebulição nucleada para baixos e altos níveis de gravidade encontrados por Kim *et al.* (2002), são apresentadas

na Figura 2.9. Ainda em microgravidade, Kannengieser *et al.* (2009) analisaram os efeitos para diferentes condições de subresfriamento e pressão sobre a curva parcial de ebulição. Os resultados obtidos mostraram que o coeficiente de transferência de calor é influenciado pelos efeitos de pressão e subresfriamento somente para baixos superaquecimentos da parede. Contudo, essa diferença desaparece quando há um aumento do superaquecimento da parede e o efeito da pressão se torna mais evidente do que o efeito do subresfriamento.

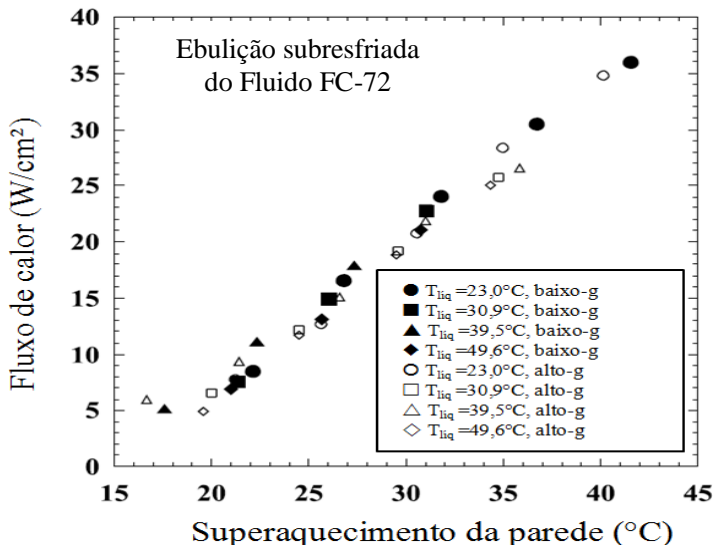


Figura 2. 9 - Curva de ebulição obtida por Kim *et al.* (2002), para diferentes níveis de subresfriamento e de gravidade.

Marek & Straub (2001), no estudo do regime de ebulição nucleada subresfriada, explicam que uma quantidade maior de gás (não condensável) é carregada com o vapor e se acumula sob a interface superior da bolha, região de condensação do vapor. O gás impede a chegada de novo vapor e causa uma redução significativa da temperatura nessa região e a taxa de transferência de calor reduz.

Um número significativo de experimentos e estudos teóricos sobre a transferência de calor por ebulição tem sido realizado sobre inúmeras situações. Yao & Chang (1983), Nishikawa *et al.* (1984), Bonjour & Lallemand (1998, 2001), Kim *et al.* (2005, 2006) são alguns dos estudos sobre superfícies aquecidas inclinadas, verticais e horizontais. Os traba-

lhos de Passos *et al.* (2004, 2005a) e Cardoso (2005), foram realizados para superfícies de face voltada para baixo ou para cima.

## 2.8.2 Ebulição Subresfriada Confinada

Estudos do efeito do subresfriamento sobre a ebulição nucleada confinada são poucos freqüentes. Seu comportamento é geralmente analisado em conjunto com os efeitos da orientação da superfície e nível de molhabilidade do fluido, como são destacados nas seções seguintes.

O efeito do subresfriamento sobre a ebulição nucleada confinada subresfriada foi estudado por Passos *et al.* (2004) sobre uma superfície aquecida de cobre (disco com 12 mm de diâmetro e 2 mm de espessura) de face voltada para baixo à pressão atmosférica utilizando o fluido de trabalho FC-72. No trabalho foi analisado o comportamento de dois diferentes níveis de subresfriamento,  $\Delta T_{sub} = 26,6^\circ\text{C}$  correspondendo a uma temperatura do líquido de  $30^\circ\text{C}$  e um  $\Delta T_{sub} = 46,6^\circ\text{C}$  e temperatura do fluido de  $10^\circ\text{C}$ , para uma seção de teste confinada  $s$ , de 0,2 mm. Passos *et al.* (2004) constataram o aumento do coeficiente de transferência de calor com o aumento do subresfriamento.

Su *et al.* (2008), utilizando a água a pressão atmosférica como fluido de trabalho, estudaram o efeito do subresfriamento sobre uma superfície de aço inoxidável de face voltada para baixo (diâmetros do disco de 100 e 300 mm) para diferentes níveis de confinamento. Segundo os autores, quando a ebulição ocorre sobre uma superfície voltada para baixo em espaço confinado, a circulação natural sobre a micro-região, pode ser impedida de se formar e o coeficiente de transferência de calor cai. Esse fenômeno pode ser explicado através da condução e evaporação do filme líquido entre a base da bolha e a superfície aquecida. Para fluxos de calor baixos ( $< 0,16 \text{ MW/m}^2$ ), a influência da evaporação é dominante enquanto a condução do filme de líquido é pequena, constatou Su *et al.* (2008).

Tanto Passos *et al.* (2004) quanto Su *et al.* (2008) destacaram ainda dois parâmetros físicos importantes que podem afetar significativamente a transferência de calor no regime de ebulição nucleada subresfriada. Esses parâmetros são o diâmetro da superfície e o nível de confinamento.

## 2.9 EFEITO DA ORIENTAÇÃO DA SUPERFÍCIE

Os efeitos da orientação da superfície aquecida foi investigada experimentalmente por Nishikawa *et al.* (1984) para a ebulição nucleada

da água à pressão atmosférica sobre uma superfície retangular de cobre para diferentes ângulos de inclinação. Os autores mostraram que a orientação da superfície afetava apenas a situação de baixos fluxos de calor. Para ângulos de inclinação menores que  $120^\circ$  e baixos fluxos de calor, a evaporação é fraca e agitação das bolhas de vapor isoladas se torna o mecanismo dominante da transferência de calor. Com o aumento do ângulo de inclinação (maiores que  $150^\circ$ ) a remoção da camada térmica superaquecida e o transporte de calor latente proveniente da vaporização da película líquida abaixo da bolha de vapor, são os responsáveis pela transferência de calor. Para regiões de altos fluxos de calor, a vaporização da película líquida passa a ser o modo dominante.

O mesmo comportamento foi encontrado por Su *et al.* (2008) ao estudarem a ebulição subresfriada da água sobre um disco de aço inoxidável de face voltada para baixo para diferentes níveis de confinamento. Haddad & Cheung (1998) estudaram a ebulição nucleada subresfriada sobre uma superfície hemisférica de alumínio também de face voltada para baixo e constataram que o subresfriamento teve pouco efeito sobre a curva de ebulição em regimes de altos fluxos de calor. Por outro lado, para baixos fluxos de calor um efeito relativamente maior foi observado. Recentemente, Misale *et al.* (2009) analisaram a transferência de calor por ebulição sobre uma superfície circular de cobre, utilizando o fluido de trabalho HFE-7100 à temperatura de saturação e pressão atmosférica, variando o ângulo de inclinação da superfície e também o nível de confinamento da seção de teste. Foi observada uma melhora no coeficiente de transferência de calor para um baixo superaquecimento da parede, quando a distância entre as superfícies aquecida e não aquecida diminui. No entanto, para um alto superaquecimento da parede, uma redução drástica foi encontrada para o coeficiente de transferência de calor. Cardoso (2005) analisou o efeito da orientação da superfície de uma placa de cobre de 12 mm de diâmetro, sobre o coeficiente de transferência de calor, para o fluido FC-72 e grau de confinamento de  $s = 13$  mm. Cardoso constatou que os valores do coeficiente de transferência de calor para a orientação de  $180^\circ$  (superfície aquecida voltada para baixo) são melhores que para a orientação de  $0^\circ$  (superfície aquecida voltada para cima), porém a diferença entre esses valores diminui quando o fluxo de calor aumenta.

O coeficiente de transferência de calor para uma superfície aquecida horizontal, de face voltada para cima comparada com uma superfície de face voltada para baixo são diferentes. Na primeira situação, as bolhas de vapor são facilmente arrastadas da superfície devido à ação das forças inerciais e de empuxo. Quando a superfície está voltada para

baixo a força de empuxo impede o movimento ascendente das bolhas e elas se alongam sobre a superfície facilitando a coalescência e aumentando o coeficiente de transferência de calor.

Finalmente, Kannengieser *et al.* (2009) analisaram o efeito da orientação da superfície sob microgravidade e compararam os resultados com os obtidos em laboratório, para  $g = 9,8 \text{ m/s}^2$ . Os experimentos foram realizados a bordo de aeronaves através de vôos parabólicos utilizando o fluido de trabalho HFE-7000. As curvas de ebulição foram plotadas para diferentes níveis de gravidade, pressão e subresfriamento. O coeficiente de transferência de calor encontrado foi menor do que em gravidade normal, independentemente da orientação da superfície. Essa tendência foi observada para todas as condições de teste. Houve uma inclinação da curva para o regime de ebulição nucleada em microgravidade, menor do que a condição testada em laboratório, para o aquecedor voltado para cima. A inclinação da curva de ebulição em terra se aproxima mais da condição de microgravidade para o aquecedor voltado para baixo.

## 2.10 ÂNGULO DE CONTATO E MOLHABILIDADE

A maior parte das tecnologias que envolvem a aplicação direta de fluidos sobre diferentes tipos de superfícies deve considerar o grau de afinidade do líquido com o sólido a esse processo chamamos de molhabilidade. O efeito dessa propriedade pode ser entendida como uma competição entre as forças adesivas entre o líquido e o sólido e as forças coesivas no interior no líquido (Johnson & Dettre, 1993). É comum expressar a molhabilidade de um líquido através do ângulo de contato, definido como sendo o ângulo,  $\theta$ , entre a interface líquido-vapor e a superfície sólida (Carey, 1992), medido sobre o ponto onde as três fases se encontram, em outras palavras, é o ângulo resultante entre a linha tangente à interface que separa o líquido e o vapor e a linha tangente à superfície do sólido, como ilustrado na Figura 2.10. Sendo assim, quanto menor é o ângulo de contato, maior é a medida de molhabilidade.

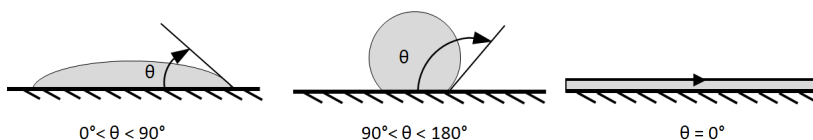


Figura 2. 10 - Ilustração da medida do ângulo de contato.

Os principais efeitos da molhabilidade sobre uma superfície aquecida durante o regime de ebulição nucleada são relatados por Fritz (1935), Wang & Dhir (1993) e Kandlikar (2001). Wang e Dhir realizaram experimentos variando o ângulo de contato, sobre uma superfície vertical de cobre utilizando a água à pressão atmosférica. Eles observaram que a molhabilidade da superfície diminui a ativação dos sítios de nucleação reduzindo-os em mais de 20 vezes, quando o ângulo de contato é alterado de 90° para 18°. A consequência desse resultado interfere diretamente nos mecanismos de formação e desprendimento das bolhas da superfície aquecida. Como consequência, os fluidos altamente molhantes, como é o caso dos fluorcarbonos e fluidos refrigerantes, acabam requerendo um superaquecimento maior para o início da nucleação. Kandlikar mostrou que o aumento da molhabilidade da superfície induz o aumento do fluxo de calor crítico. Relacionando a força de empuxo, a componente vertical da força de tensão superficial e a molhabilidade, Truong *et al.* (2008) mostraram que tanto os mecanismos de intensificação do fluxo de calor crítico como os de deterioração do coeficiente de transferência de calor, são atribuídos à diminuição do ângulo de contato. Phan *et al.* (2009) ressaltam a dificuldade experimental para variar o ângulo de contato, mantendo todos os outros parâmetros constantes.

## 2.11 CORRELAÇÕES PARA EBULIÇÃO NUCLEADA SEM CONFINAMENTO

Stephan & Abdelsalam (1980) propuseram uma correlação utilizando grupos adimensionais incorporando propriedades de transporte relacionadas à transferência de calor para a ebulição nucleada, e através de uma análise de regressão de um banco de dados obtiveram para fluidos refrigerantes, a seguinte equação,

$$h_{SA} = 207 \frac{k_l}{d_b} \left( \frac{q'' d_b}{k_l T_{sat}} \right)^{0,745} \left( \frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,581} Pr_l^{0,533} R_p^{0,133} \quad (2.8)$$

onde  $d_b$  é o diâmetro de partida da bolha calculado a partir da equação (Stephan, 1992):

$$d_b = 0,0149\theta \left[ \frac{2\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \quad (2.9)$$

Esta correlação considera a rugosidade da superfície aquecedora,  $R_p$ , o ângulo de contato líquido - superfície aquecedora,  $\theta$ , como sendo igual a  $35^\circ$  para fluidos refrigerantes, como é o caso do n-Pentano.

Cooper (1984) desenvolveu a correlação para o coeficiente de transferência de calor utilizando cerca de 6000 pontos experimentais obtidos em trabalhos publicados na literatura, expressando  $h$ , em função da pressão reduzida,  $p_r$ , do fluxo de calor líquido,  $q''$ , do peso molecular,  $M$  e da rugosidade da superfície,  $R_p$ .

$$h_{Cooper} = 55 p_r^b (-\log p_r)^{-0,55} M^{-0,5} q''^{0,67} \quad (2.10)$$

onde

$$b = 0,12 - 0,2 \log R_p \quad (2.11)$$

Borishanski (1969) através de dados experimentais desenvolveu a correlação para o coeficiente de transferência de calor,  $h$ , como sendo função da pressão reduzida do fluido refrigerante,  $p_r$ , do fluxo de calor,  $q''$ , e da pressão crítica do líquido,  $p_c$ .

$$h_{Bo} = A q''^{0,7} F(p_r) \quad (2.12)$$

onde,

$$A = 0,1011 p_c^{0,69} \quad (2.13)$$

$$F(p_r) = 1,8 p_r^{0,17} + 4 p_r^{1,2} + 10 p_r^{10} \quad (2.14)$$

Rohsenow (1962) apresentou a seguinte correlação semi-empírica para o coeficiente de transferência de calor

$$h_{Rohs} = \mu_l h_{lv} \left[ \frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{-1/2} \left( \frac{c_{p_l}}{C_{sf} h_{lv} Pr_l^s} \right)^3 [T_p - T_{sat}(p_l)]^2 \quad (2.15)$$

Na Eq. 2.15 o coeficiente  $s$  tem valor 1,7, conforme recomendado por Carey (1992), para fluidos refrigerantes. O coeficiente  $C_{sf}$ , depende da relação entre superfície/líquido. Segundo Carey (1992) para a superfície de cobre polido e o fluido n-Pentano o valor do  $C_{sf}$  é de 0,0154.

### 3. MATERIAIS E MÉTODOS

Os principais detalhes do aparato experimental, bem como do processo de carregamento da câmara, das calibrações realizadas, da análise de incerteza e do procedimento experimental são apresentados neste capítulo.

#### 3.1 DESCRIÇÃO DA BANCADA

A Figura 3.1 mostra o esquema do aparato experimental desenvolvido para a realização dos testes em solo e em microgravidade. Este é constituído de uma câmara de ebulição, na forma de um tanque cilíndrico de alumínio, e seus instrumentos, de um suporte para a fixação da câmara no módulo do foguete, e de uma câmera fotográfica, montada na parte inferior do suporte de fixação. No interior da câmara de ebulição, estão montadas duas seções de teste, constituídas por discos de cobre, ambos com 12 mm de diâmetro e 3 mm de espessura, montadas na extremidade de tubos de PVC, em duas distâncias distintas do fundo da câmara de ebulição, conforme mostrado nas Figuras 3.2a e 3.2b. Os graus de confinamento testados em solo são de: 0,3; 0,9; 10,4 e 11,0 mm e em microgravidade serão de 0,3 e 10,4 mm. A alteração dessas distâncias permitirá analisar o comportamento da ebulição para diferentes condições de confinamento.

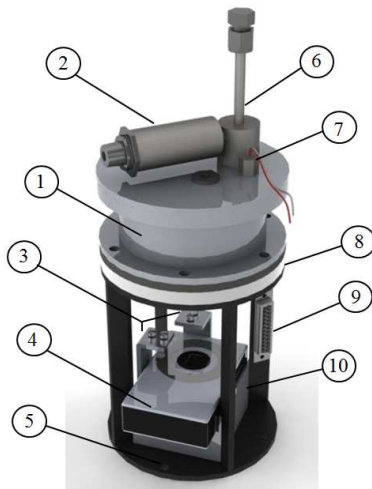


Figura 3. 1 - Esquema do aparato experimental: 1) câmara de ebulição; 2) transdutor de pressão; 3) LED's para iluminação; 4) câmera fotogrâ-



fica; 5) suporte para fixação no módulo do foguete; 6) carregador do fluido de trabalho; 7) termistor para medição da temperatura do fluido; 8) base de acrílico; 9) saída de conexão para a eletrônica; 10) suporte para fixação da câmera fotográfica.

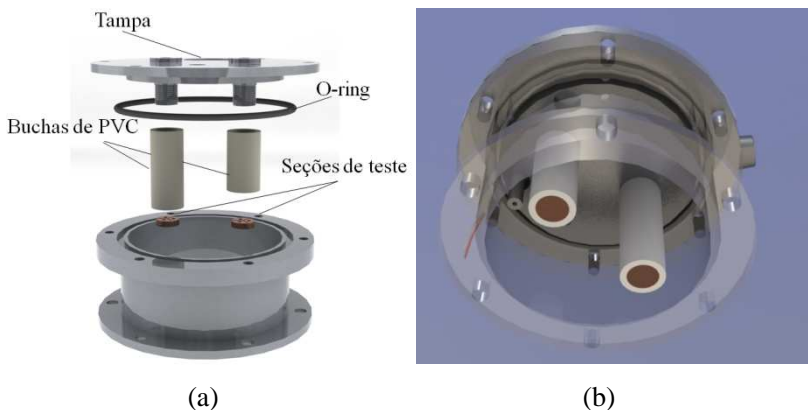


Figura 3. 2 - Detalhes da câmara de ebulição, (a) vista explodida, (b) vista inferior do interior da câmara.

Cada disco de cobre é instrumentado com três termistores de  $10\ \Omega$ , modelo NTC – 10K (ADD-Therm Ind.com. de sensores LTDA), encaixados em rebaixos, no lado oposto aquele que estará em contato com o fluido de trabalho. As cavidades possuem 2,5 mm de diâmetro e 2 mm de profundidade, formando um ângulo de  $120^\circ$  entre si. A Figura 3.3 mostra o posicionamento dos termistores sobre as seções de teste.

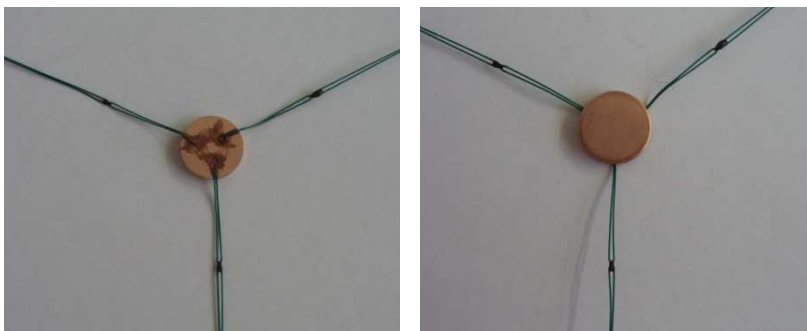


Figura 3. 3 - Disposição dos termistores sobre as seções de teste.

A superfície do disco de cobre, em contato com o fluido de trabalho, foi polida com lixa #1200 e apresentou uma rugosidade,  $R_a$ , de  $0,040 \mu\text{m}$ . O valor de  $R_a$  é a média aritmética dos valores absolutos das ordenadas,  $Y$ , em relação à linha média em um comprimento de amostragem, obtido através do processo de medição Perthomer S8P (método apalpador), como descrito por Cardoso (2005) e Rocha (2007). O aquecimento dos discos de cobre é feito através de resistências elétricas, do tipo “skin heater”. A resistência que está sobre a seção de teste confinada possui  $10,8 \pm 0,05 \Omega$  e a que está sobre a seção não confinada tem  $9,3 \pm 0,05 \Omega$ . Estas estão coladas sobre o lado posterior do disco de cobre e foram produzidas no Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas (LMPT) da UFSC. São construídas através da deposição de uma fina camada de constantan com  $0,3 \text{ mm}$  de largura e  $50 \mu\text{m}$  de espessura, colocadas sobre folhas de Kapton e fixadas com resina epóxi. Cada resistência é colada sobre os discos de cobre utilizando-se a resina epóxi Araldite®. Com o intuito de verificar a qualidade do material, foi medido o valor da resistência elétrica em função da temperatura. As duas resistências foram colocadas dentro de um banho térmico, onde era possível alterar a temperatura do conjunto. Com o auxílio de um multímetro digital *Minipa et-2651*, os valores foram tomados com as resistências em contato com o disco de cobre.

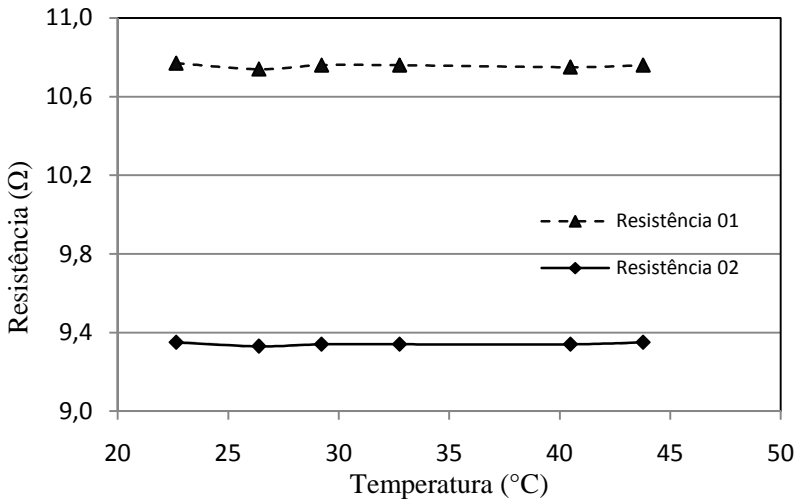


Figura 3. 4 - Resistência elétrica em função da temperatura.

Na Figura. 3.4 é apresentado o gráfico da resistência elétrica em função da temperatura. A resistência 01 está sobre o disco confinado e a resistência 02 sobre a seção de teste não confinada. O tempo de permanência das resistências no banho foi de trinta minutos para cada aquisição realizada.

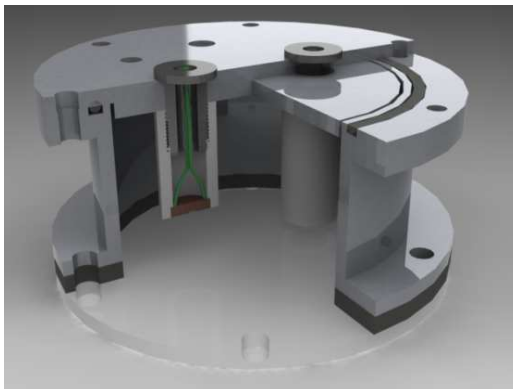


Figura 3. 5 - Detalhes dos suportes de PVC e saída de cabeamento.

Por meio de uma rosca feita na própria tampa da câmara de ebulição, os dois suportes de PVC vazados, são fixados e os cabos dos termistores e das resistências elétricas levadas para fora do conjunto, conforme pode ser visualizado na Figura 3.5, onde são alocados aos conectores que estão presos ao suporte de fixação da câmara de ebulição que fornece a alimentação elétrica do sistema e faz a aquisição dos sinais de resposta do experimento.

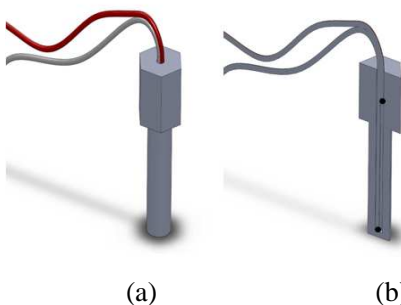


Figura 3. 6 - (a) Suporte para os termistores no interior da câmara (b) detalhe dos termistores no interior da haste.

Um dispositivo tubular de cobre na forma de haste serve de fixação para dois termistores que medem a temperatura do fluido de trabalho e da lateral da câmara de alumínio. A Figura 3.6 a - b mostra a haste que contém os termistores no interior da câmara de ebulição, Figura 3.6 a e o posicionamento dos termistores sobre a haste, Figura 3.6 b.

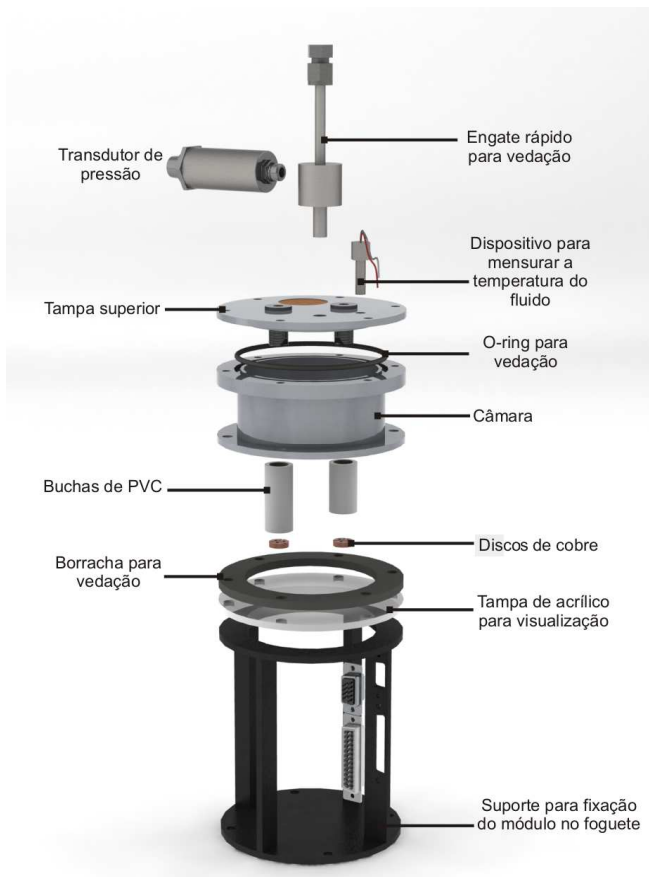


Figura 3. 7 - Vista explodida do aparato experimental.

A pressão no interior da câmara de ebulição é medida por um transdutor de pressão, da marca Ômega, modelo PX302, fixado lateralmente sobre o engate rápido utilizado para carregamento do fluido de trabalho e vedação. A base inferior da câmara é de acrílico a fim de permitir a visualização do fenômeno de ebulição. Uma câmera fotográ-

fica digital da marca Canon, modelo *Power Shot SD1100 IS*, 8.0 *Mega-pixels*, lente de 6.2-18.6mm f/2.8-4.9 é utilizada para fotografar, remotamente, o fenômeno de ebulição.

Um programa executável em C++ controla as rampas de potência fornecidas às resistências elétricas em contato com os discos de cobre. Um microprocessador compacto modelo PC/104 Athena II com CPU VIA Mark de 800 MHz e sistema de aquisição integrado (marca Diamond Systems) faz a aquisição e transmissão de sinais, por meio de telemetria quando dos testes em microgravidade, e armazenamento em memória interna (capacidade de armazenamento de 4 Gb), quando executado em laboratório.

Sob microgravidade, o experimento é acionado através de controle externo da Casamata (instalação para os pesquisadores na base de lançamento, em Alcântara, MA) e os sinais, além de serem salvos na memória interna do sistema eletrônico, também são enviados pelo protocolo de comunicação serial via umbilical (RS232) e telemetria (RS422) em tempo real.

### 3.2 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para garantir o bom funcionamento e a confiabilidade do projeto, algumas medidas foram tomadas durante a construção da câmara de ebulição. A medida do nível de confinamento das seções de teste, pureza do fluido de trabalho e vedação do experimento foram minuciosamente verificadas antes do início dos testes. A distância entre a superfície aquecida e o visualizador de acrílico define o grau de confinamento das seções de teste. Essa medida foi feita utilizando um paquímetro como primeira aproximação e um conjunto de escalas da marca BLATT. A escala com a espessura desejada foi colocada entre o disco de cobre e o fundo de acrílico, em seguida a tampa superior da câmara de ebulição foi fechada e lacrada até que a régua graduada não se movesse mais.

O fluido n-Pentano foi colocado em um balão volumétrico e depois aquecido até atingir a temperatura de saturação em um aquecedor MQAMA 301, onde permaneceu por cerca de três minutos, o objetivo dessa etapa é fazer a remoção dos gases dissolvidos no fluido através do processo conhecido por desgaseificação. O carregamento da câmara de ebulição foi feito sob a condição de vácuo, para isso o experimento foi conectado ao equipamento de detecção de vazamento, *Edwards Spectron 5000 Leak Detector*, do Laboratório LabTucal da UFSC. Uma mangueira especial para vácuo (Tygon R-3603) foi usada para conectar o experimento ao sistema de detecção de vazamento. Além do equipa-

mento de detecção de vazamento, foi utilizado um gás Hélio AP 99, 995%, para auxiliar na busca de um possível vazamento. O nível de vácuo atingido foi de  $2 \times 10^{-3}$  mbar e a taxa de vazamento em atmosfera de hélio atingiu  $6,33 \times 10^{-9}$  mbar/s o que mostrou uma condição adequada para o equipamento.

### 3.2.1 Propriedades Termofísicas do Fluido de Trabalho

O n-Pentano utilizado nesse trabalho apresenta 99% de pureza. Ele é comumente usado em laboratórios em análises de pesquisas de química, podendo ser utilizado como combustível e também como solvente, pois evapora facilmente à temperatura ambiente. Sua fórmula química apresenta cinco átomos de carbono e doze de hidrogênio ( $C_5H_{12}$ ). Quando comparado com outros fluidos refrigerantes, caracteriza-se por apresentar baixa tensão superficial, baixa temperatura de saturação e alta molhabilidade em contato com metais. Na Tabela 3.1, a seguir, são apresentadas as propriedades do n-Pentano de interesse no presente trabalho, fornecidas pelo software EES (2006), à pressão atmosférica.

Tabela 3. 1- Propriedades do n-Pentano à pressão atmosférica

Propriedades	n-Pentano
Massa molar, $M$	72,15 g/mol
Temperatura Crítica, $T_{crit}$	196,5 °C
Temperatura de saturação, $T_{sat}$	35,87 °C
Massa específica do líquido, $\rho_l$	603,6 kg/m <sup>3</sup>
Massa específica do vapor, $\rho_v$	2, 924 kg/m <sup>3</sup>
Calor latente de vaporização, $h_{lv}$	358, 389 kJ/kg
Calor específico do líquido, $cp_l$	2, 367 kJ/kgK
Condutividade térmica do líquido, $k_l$	0, 1133 W/mK
Difusividade térmica do líquido, $\alpha_l$	$7, 953 \times 10^{-8}$ m <sup>2</sup> /s
Número de Prandtl do líquido, $Pr_l$	3, 596
Tensão superficial do líquido, $\sigma_l$	0, 01428 N/m
Viscosidade dinâmica do líquido, $\mu_l$	$3, 351 \times 10^{-4}$ kg/ms

A escolha do n-Pentano deve-se ao seu baixo calor latente, se comparado ao da água, além de ser disponível, comercialmente, a custos moderados.

### 3.2.2 INÍCIO DOS TESTES

Os testes realizados em laboratório obedeceram dois modos distintos. Nos testes de primeiro tipo, foram realizados com um controle parcial do nível de pressão e da temperatura do líquido no interior da câmara de ebulição. Para os testes de segundo tipo, não houve esse controle e procurou-se representar a condição mais próxima das condições de teste em microgravidade, uma vez que a câmara de ebulição não possui uma válvula de escape ou um volume de compensação da dilatação do fluido no interior da câmara, durante a realização dos testes. A tentativa de controle permitiu a análise da influência da temperatura inicial do fluido sobre a curva parcial de ebulição, cujos resultados são apresentados no capítulo 4. No primeiro tipo, a superfície lateral da câmara de ebulição foi envolvida por uma serpentina feita com mangueira de silicone, (ver Figura 3.8) no interior da qual circulava água de resfriamento, cuja temperatura foi controlada por um criostato da marca microquímica, modelo MQBMP-01.



Figura 3. 8 - Bancada experimental, testes do 1<sup>o</sup> tipo, com controle parcial da temperatura do fluido.

Na Figura 3.9, é apresentado o conjunto experimental com a câmara de ebulição sem a serpentina de controle da temperatura do fluido de trabalho.



Figura 3. 9 - Bancada experimental, testes do 2º tipo, sem o controle da temperatura do n-Pentano.

O aquecimento das seções de teste foi controlado pelo microprocessador por meio de um software utilizando a linguagem C++, que fornece os níveis de potência às resistências, que correspondem aos fluxos de calor de 20, 30, 40, 50 e 60 kW/m<sup>2</sup>, em intervalos de tempo de 72 segundos para cada fluxo, totalizando 360 segundos a duração de um teste completo. A Figura 3.10 mostra a tensão aplicada aos terminais das resistências elétricas de aquecimento de cada uma das seções de teste.



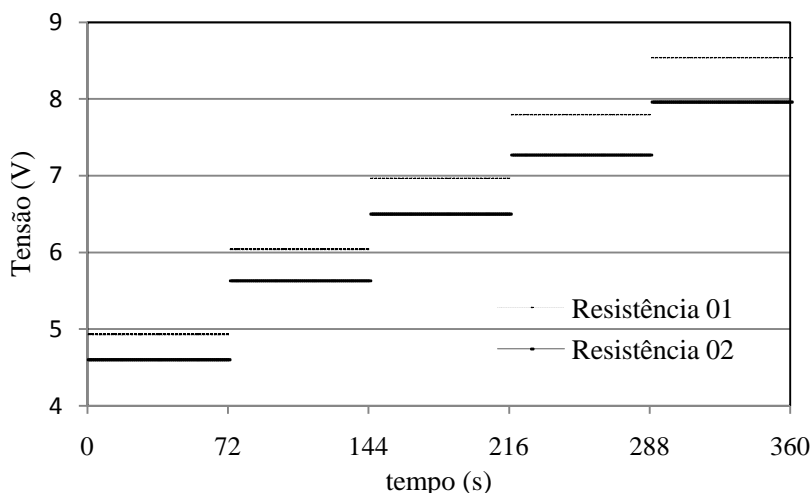


Figura 3. 10 - Tensão fornecida às resistências elétricas das duas seções de teste.

O intervalo de duração dos testes foi estabelecido, levando em consideração o tempo médio de voo do foguete VSB-30 sob ausência de gravidade. O sistema de aquisição de dados faz cinco aquisições de temperatura e pressão por segundo. A condição de estabilidade para o primeiro fluxo de calor dura em média cerca de 60 segundos para ser alcançada. Para os demais fluxos, o equilíbrio é antecipado. Feita a primeira aquisição de dados, um segundo patamar de potência é fornecido às resistências, permitindo nova aquisição. Os valores utilizados para a pesquisa foram obtidos através de uma média das últimas dez leituras dos termistores. O procedimento adotado foi sempre o mesmo a fim de garantir a repetibilidade dos resultados, que se mostraram coerentes.

Para a realização do teste em microgravidade, após o lançamento do foguete, o experimento receberá o sinal de *lift-off* que tem a função de acionar o sistema eletrônico do aparato experimental e aguardar o sinal de microgravidade. O ciclo de experimentação e a câmera fotográfica são acionados após o recebimento do sinal de microgravidade, iniciando o fornecimento da tensão para as resistências, iluminação e máquina fotográfica, bem como, a aquisição de dados e o envio por telemetria.

### 3.2.3 Configurações Testadas

A configuração dos testes do 1º tipo, com a utilização da serpentina é apresentada através da Tabela 3.2.

Tabela 3. 2- Configurações testadas para a primeira etapa dos testes.

Com espaçamento, s (mm)	Temperatura inicial (°C)	Variação da Pressão (bar)	Variação da Temperatura de Saturação (°C)
0,3 e 10,4	16	0,84 – 1,02	30,5 – 36,1
	26	1,17–1,33	40,2 – 44,1
	36	1,45 – 1,61	46,8 – 50,2
0,9 e 11	36	1,38 – 1,52	45,3 – 48,4

Para os testes do 2º tipo, sem a utilização da serpentina, as configurações dos testes são mostradas na Tabela 3.3.

Tabela 3. 3- Configurações testadas para a segunda etapa dos testes.

Com espaçamento, s (mm)	Temperatura inicial (°C)	Variação da Pressão (bar)	Variação da Temperatura de Saturação (°C)
0,3; 0,9; 10,4 e 11	26	1,10 – 1,38	38,3 – 45,3

## 3.3 ANÁLISE DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

Os procedimentos de calibração dos termistores e do transdutor de pressão podem ser vistos no Apêndice B. O sistema de aquisição de sinais utilizado em laboratório é o mesmo do módulo do experimento em microgravidade. Para a calibração dos sensores de temperatura foi

utilizado um banho térmico, adotando-se como padrão de referência um termômetro de bulbo da marca Omega® com subdivisão de 0,1 °C. A faixa de variação da temperatura de calibração foi de 10°C a 90°C. A incerteza obtida foi calculada separadamente, para cada canal utilizado. A maior incerteza encontrada foi de  $\pm 0,73^{\circ}\text{C}$ , termistor número 3 da seção de teste confinada. O transdutor de pressão absoluto foi calibrado utilizando um manômetro de coluna de mercúrio como referência, onde o nível de pressão foi estabelecido através da variação de uma linha de ar conhecida. Não houve erros referentes à obtenção de sua curva, apenas o erro de escala da medição, como sendo de  $\pm 0,01$  bar. A incerteza no fluxo de calor é inferior a 3%. Ainda, no Apêndice B é descrito todo o procedimento matemático utilizado para calcular as incertezas associadas à área dos discos de cobre e potência elétrica fornecida às resistências. A Tabela 3.4 representa a faixa de variação dos valores da incerteza do coeficiente de transferência de calor em função do fluxo de calor. Observa-se que a incerteza do coeficiente de transferência de calor diminui à medida que o fluxo de calor aumenta.

Tabela 3. 4- Incertezas experimentais para o coeficiente de transferência de calor.

$q''$ (kW/m <sup>2</sup> )	$h$ (W/m <sup>2</sup> °C)
20	$2,9 \leq h \leq 3,6 \%$
30	$2,3 \leq h \leq 2,8 \%$
40	$2,0 \leq h \leq 2,4 \%$
50	$1,8 \leq h \leq 2,1 \%$
60	$1,7 \leq h \leq 1,9 \%$

## 4 RESULTADOS EXPERIMENTAIS OBTIDOS EM LABORATÓRIO

Neste capítulo, são apresentados e discutidos os resultados dos testes realizados em laboratório, para  $g = 9,8 \text{ m/s}^2$ . A bancada experimental utilizada para o Projeto Microgravidade da Agência Espacial Brasileira, foi usada para os testes em solo.

Primeiramente, são apresentados os resultados que caracterizam as condições de teste, com controle parcial da temperatura do fluido de trabalho, na câmara de ebulição e, conseqüentemente, da pressão de trabalho. Para todos os testes apresentados na seção 4.1, os do 1º tipo correspondem a uma temperatura inicial do líquido de 36°C e os testes do 2º tipo correspondem a uma temperatura inicial de 26°C. Na seção seguinte, as curvas de  $q''$  em função de  $\Delta T$  são apresentadas para temperaturas do líquido de 16, 26 e 36°C. Mantendo-se o mesmo nível de subresfriamento e temperatura média do n-Pentano, no centro da câmara de ebulição, foi feita a análise do efeito das condições de confinamento  $s$  de 0,3; 0,9; 10,4 e 11 mm, com a superfície aquecida voltada para baixo, sobre o coeficiente de transferência de calor. Por fim, são apresentadas algumas imagens que ilustram o fenômeno da ebulição nucleada, para a seção de teste com confinamento de 0,9 mm.

### 4.1 CARACTERIZAÇÃO DAS CONDIÇÕES TERMODINÂMICAS

Durante o vôo do foguete VSB-30, dispõe-se de um período em microgravidade em torno 5 a 7 minutos. Para a realização dos testes estabeleceu-se o período de 360 segundos, como sendo o máximo intervalo de tempo disponível sob ausência de gravidade. Esse intervalo de tempo foi dividido em cinco subintervalos de 72 s para cada valor de potência ou fluxo de calor fornecido.

A Figura 4.1 representa a evolução temporal da pressão durante a realização dos testes do primeiro tipo realizados em laboratório, onde se controlou parcialmente a temperatura do líquido no interior da câmara de ebulição, com um nível de subresfriamento em torno de 11°C. Tal procedimento permitiu limitar o aumento de pressão na câmara em torno de 0,13 bar. Na Figura 4.2, são apresentados os valores da pressão ao longo de um intervalo típico dos testes a serem realizados em microgravidade, sem a serpentina para controle da temperatura do n-Pentano. Pode-se observar que há um aumento crescente da pressão no interior da

câmara, correspondente a duas vezes a variação do caso anterior, em torno de 0,28 bar.

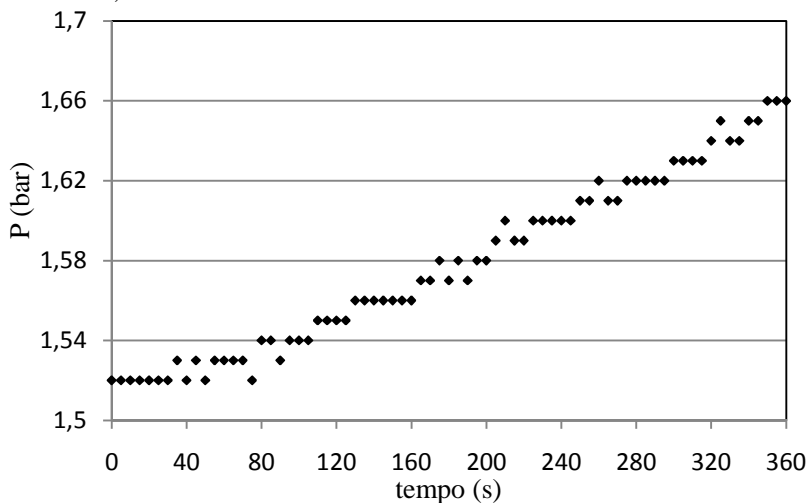


Figura 4. 1 - Comportamento da pressão em função do tempo (testes do 1º tipo).

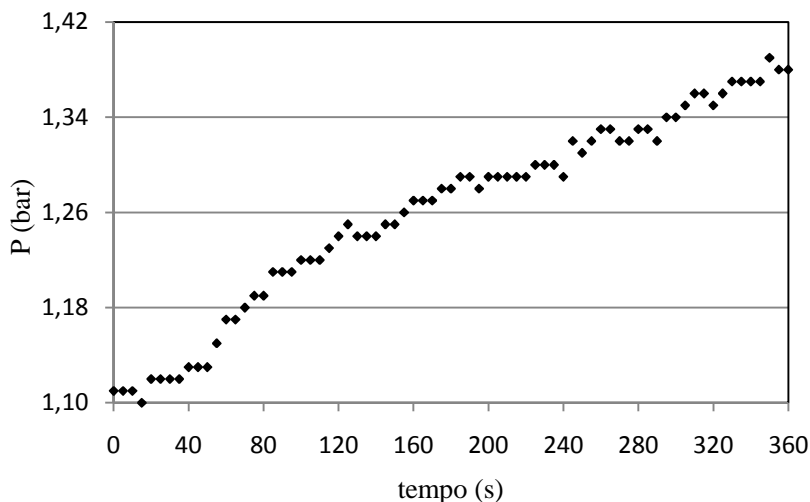


Figura 4. 2 - Variação da pressão em relação ao tempo (testes do 2º tipo).

A diferença entre esses valores, mesmo sendo pequena, representa um papel marcante sobre a temperatura de saturação do fluido e pode

alterar significativamente o coeficiente de transferência de calor entre um caso e outro. A temperatura de saturação para a situação do 1º tipo varia cerca de 3°C conforme mostra a Figura 4.3, e pode chegar a 7°C para a situação que representa o caso do 2º tipo, Figura 4.4.

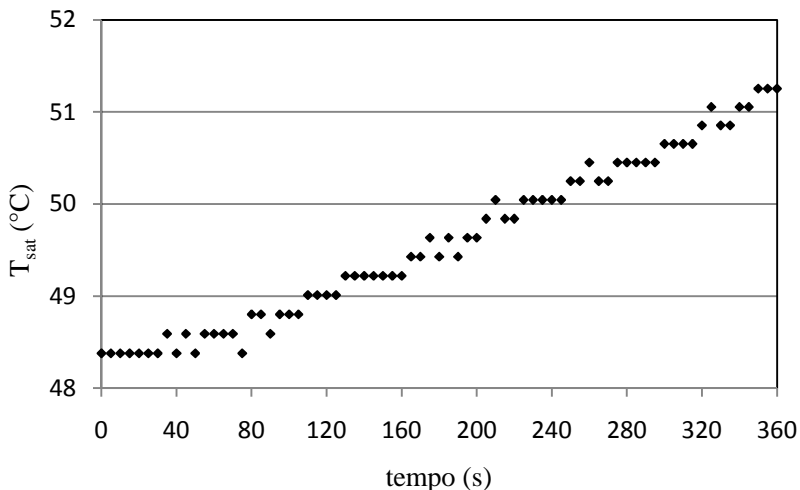


Figura 4. 3 - Variação da temperatura de saturação em função do tempo (testes do 1º tipo).

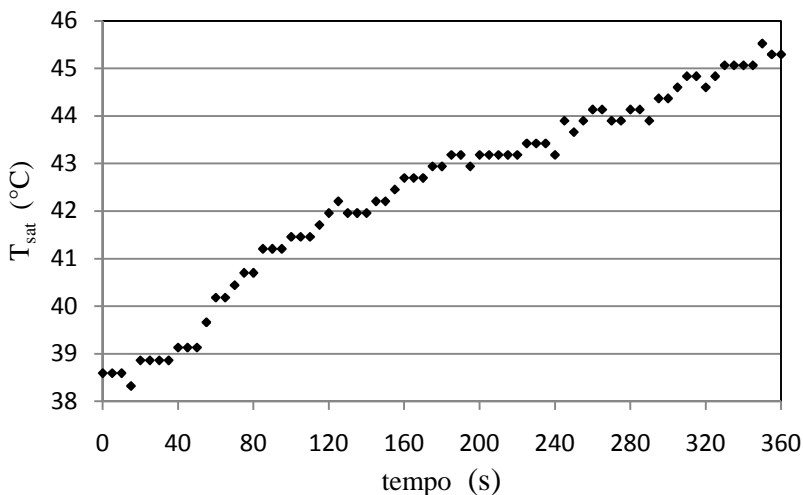


Figura 4. 4 - Variação da temperatura de saturação em função do tempo (testes do 2º tipo).

A Figura 4.5 mostra o comportamento da temperatura do fluido no interior da câmara de ebulição com resfriamento da parede externa utilizando a serpentina durante a realização dos testes e fluxos de calor entre 20 e 60 kW/m<sup>2</sup>. O resultado mostra um controle parcial da temperatura do fluido.

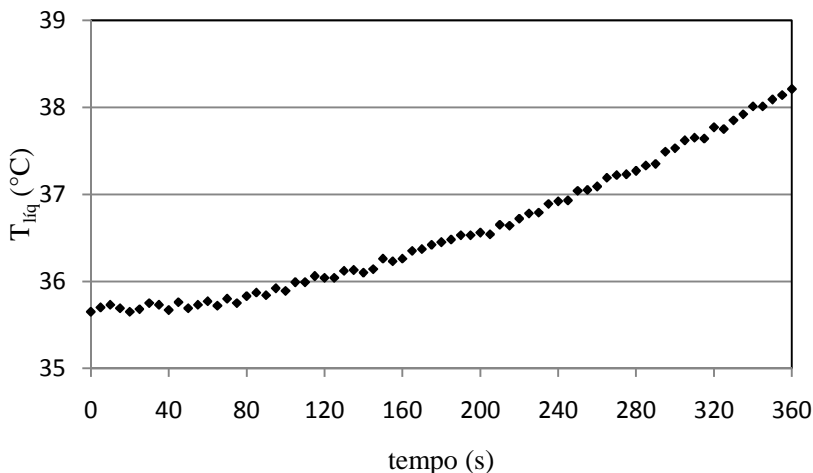


Figura 4. 5 - Variação da temperatura do líquido no interior da câmara de ebulição em relação ao tempo (testes do 1º tipo, sem resfriamento externo).

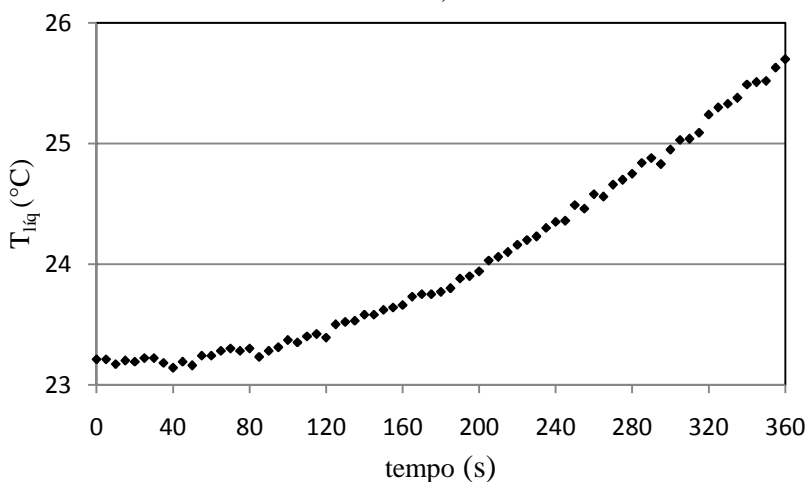


Figura 4. 6 - Variação da temperatura do líquido no interior da câmara de ebulição em relação ao tempo (testes do 2º tipo, com resfriamento externo).

A Figura 4.6 representa os testes do segundo tipo (testes a serem realizadas em microgravidade) e mostram a variação da temperatura do líquido sob tal circunstância. Em ambos os casos, as modificações são decorrentes da dilatação do fluido devido à formação de vapor.

A Figura 4.7, a seguir, mostra a evolução temporal da média da temperatura das paredes dos discos de cobre para um fluxo de calor constante de  $20 \text{ kW/m}^2$ . A temperatura da parede para a seção de teste confinada ( $s = 0,9 \text{ mm}$ ) entra em regime permanente à temperatura próxima de  $66^\circ\text{C}$  enquanto a seção sem confinamento ( $s = 11 \text{ mm}$ ) atinge uma temperatura maior e se estabiliza em torno de  $69^\circ\text{C}$ .

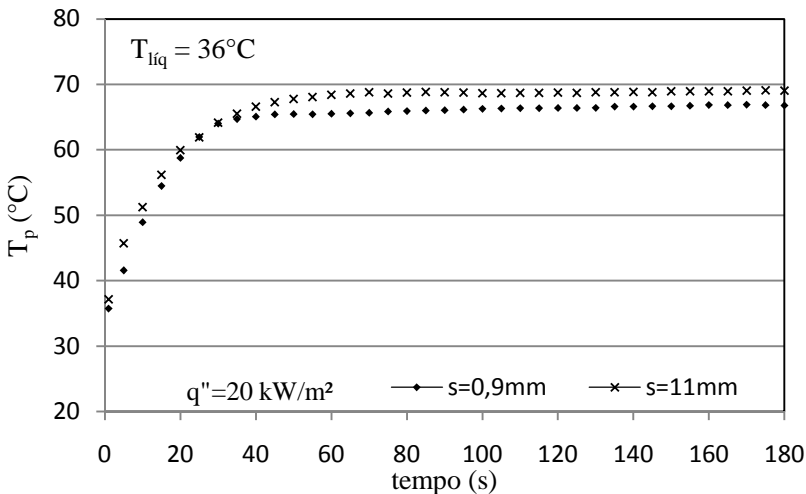


Figura 4. 7 - Temperatura média de parede das duas seções de testes, para os testes do 1º tipo e fluxo de calor constante de  $20 \text{ kW/m}^2$ .

A Figura 4.8 corresponde à situação do 2º tipo, possui um nível médio de subresfriamento de  $12^\circ\text{C}$ . O comportamento é semelhante ao caso anterior, a temperatura do disco confinado ( $s = 0,3 \text{ mm}$ ) se estabiliza a uma temperatura de aproximadamente  $55^\circ\text{C}$  e a temperatura da parede da seção de teste sem confinamento ( $s = 10,4 \text{ mm}$ ) fica em torno de  $60^\circ\text{C}$ .

As curvas mostradas através das Figuras 4.7 e 4.8, mas especificamente a Figura 4.8, pois representa a condição de voo, comprovam de maneira satisfatória a adequação do tempo para a estabilização de cada fluxo de calor testado.



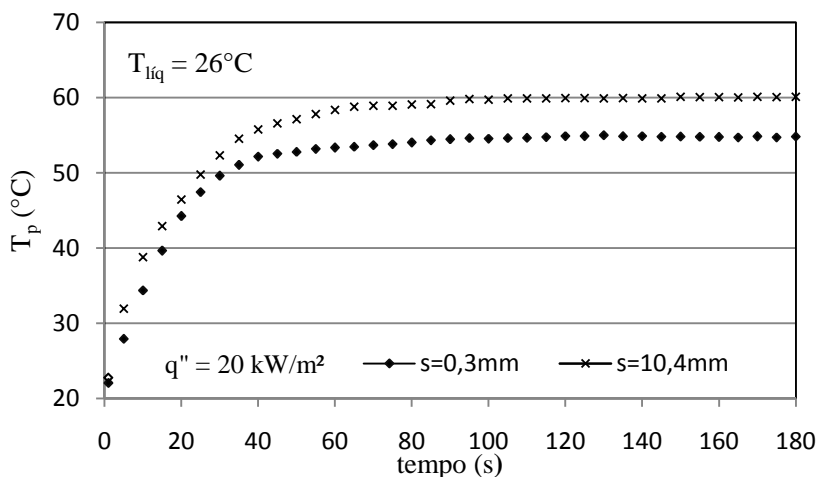


Figura 4. 8 - Temperatura média de parede das duas seções de testes, para os testes do 2º tipo e fluxo de calor constante de 20 kW/m².

Os dois gráficos seguintes, nas Figuras 4.9 e 4.10, mostram a variação da temperatura da parede em função do tempo para um teste completo de 360 segundos utilizando os fluxos de, 20, 30, 40, 50 e 60 kW/m². Em ambos os casos é possível observar que o tempo fornecido para a estabilização de cada fluxo de calor é suficiente.

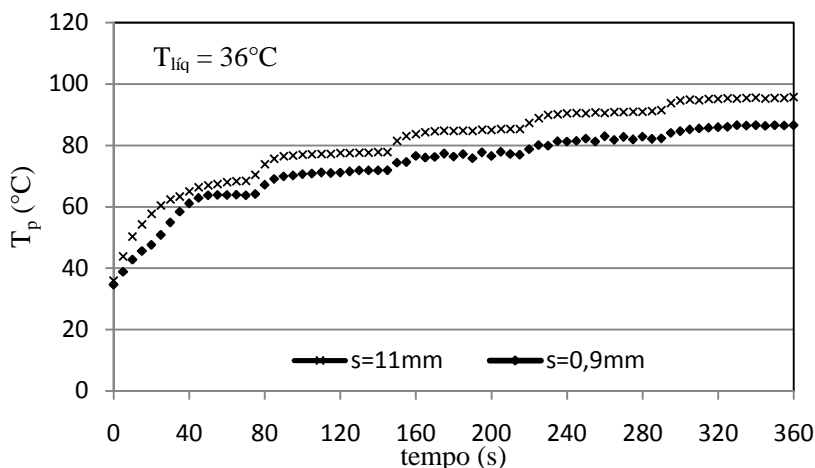


Figura 4. 9 - Variação da temperatura da parede em função do tempo para os fluxos de calor utilizados, (testes do 1º tipo).

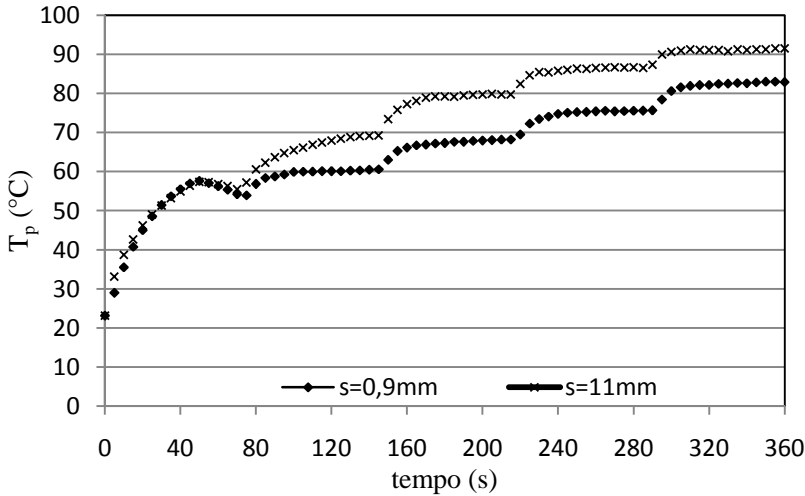


Figura 4. 10 - Variação da temperatura da parede em função do tempo para os fluxos de calor utilizados, (testes do 2º tipo).

Na Figura 4.11, o fluxo de calor é apresentado em função da diferença entre a temperatura da superfície de cobre e a temperatura de saturação para um teste do 2º tipo. A Figura 4.11, mostra o comportamento da ebulição durante o intervalo total de 360 segundos. Como a pressão aumenta com o tempo, é interessante analisar os resultados, na condição não confinada, desde o instante zero até o final dos testes. O início da ebulição ocorre quando o superaquecimento da superfície de cobre é de  $39,8^{\circ}\text{C}$  e o fluxo de calor é igual a  $30\text{ kW/m}^2$ . A queda de temperatura, no trecho BC indica que as bolhas de vapor que se formaram sobre o disco permitem maior retirada de calor pelo líquido e, conseqüentemente, um aumento no coeficiente de transferência de calor. Nos trechos seguintes foram realizados testes para os fluxos de calor de 40, 50 e  $60\text{ kW/m}^2$ . Na seção 4.6, as medições são comparadas com as previsões de correlações da literatura para a ebulição nucleada.

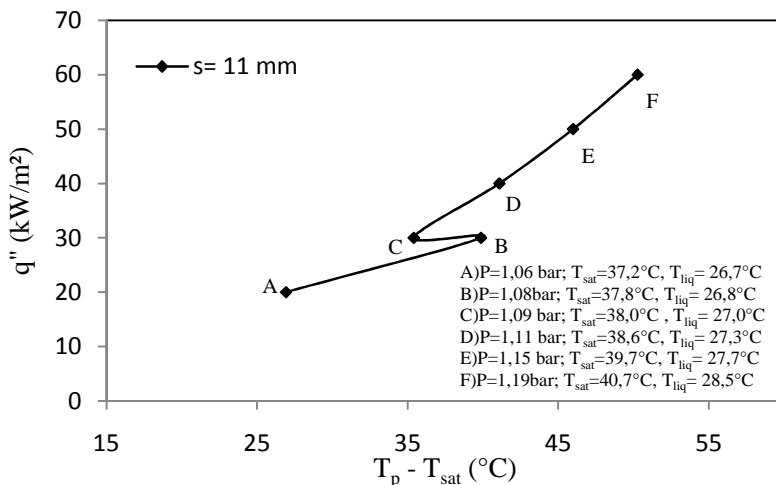


Figura 4. 11 - Efeito da pressão sobre a curva de  $q''$  X  $\Delta T$ , com  $s = 11$  mm, para um teste do 2º tipo.

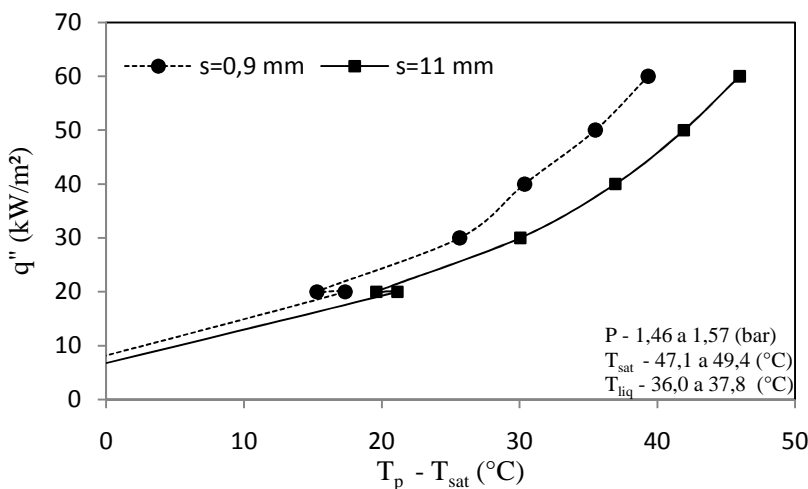


Figura 4. 12 - Efeito da pressão sobre a curva de  $q''$  X  $\Delta T$ , com  $s = 0,9$  e  $11$  mm, para um teste do 1º tipo.

Na Figura 4.12, é possível observar que o início da ebulição para a seção de teste confinada,  $s = 0,9$  mm, ocorre para um superaquecimento de 17,3°C e fluxo de calor de 20 kW/m<sup>2</sup>. O resultado se refere a um teste do 1º tipo com a temperatura inicial do líquido na câmara de ebuli-

ção de 36°C. Para o caso sem confinamento,  $s = 11$  mm, o superaquecimento é de 21,1°C e um fluxo de 20 kW/m<sup>2</sup>. Observa-se, também, que o ângulo de inclinação da curva, no trecho correspondente à ebulição nucleada, aumenta a partir de um fluxo de calor de 30 kW/m<sup>2</sup>, mas de uma forma não tão intensa, o que indica que a ebulição pode não ter sido completamente desenvolvida sobre o disco de cobre, possivelmente devido ao aumento da pressão no interior da câmara de ebulição.

## 4.2 CURVAS DE $q''$ EM FUNÇÃO DE $\Delta T$

Nessa seção são analisados os resultados no regime de ebulição nucleada subresfriada. As curvas são mostradas através de  $q''$  em função de  $\Delta T$ .

A realização de experimentos em ebulição é sensível às condições de teste não-estacionárias e ao procedimento experimental adotado. Os testes foram realizados em dias e meses diferentes sob as mesmas condições. Um exemplo disso é mostrado na Figura 4.13. Houve uma boa repetibilidade dos resultados para duas situações distintas: ebulição confinada ( $s = 0,3$  mm) e não-confinada ( $s = 10,4$  mm). A temperatura média do líquido é indicada no gráfico.

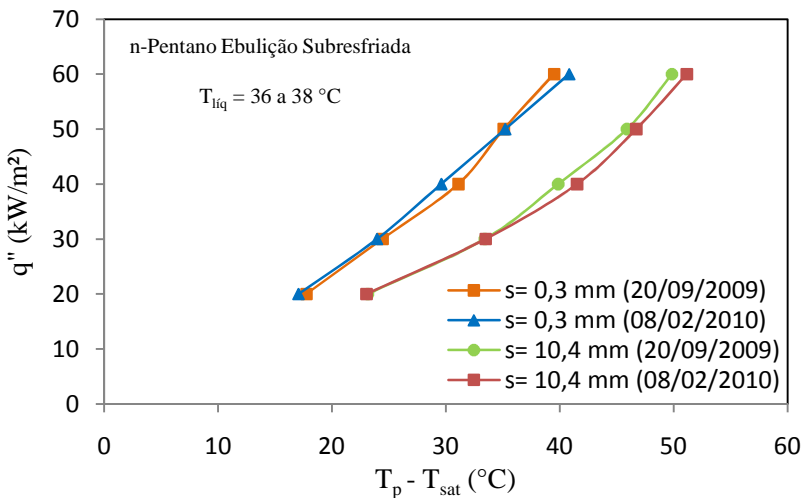


Figura 4. 13 - Análise da repetibilidade dos resultados.

A temperatura da parede para cada seção de teste é uma média das temperaturas indicadas pelos três termistores inseridos em cada

disco de cobre. A diferença de temperaturas da superfície de cobre e de saturação corresponde ao  $\Delta T$  que é utilizado para o cálculo do coeficiente de transferência de calor. Na Figura 4.14 mostra-se que os termistores estão indicando praticamente as mesmas temperaturas, o que permite tratar os dados nas curvas e seguir em função da temperatura média, em cada ponto de fluxo de calor, entre as temperaturas medidas com os três termistores. A legenda da Figura 4.14 representa a numeração dos termistores sobre cada seção de teste, sendo que os números de 01 a 03 são correspondentes ao disco da seção sem confinamento e os números de 04 a 06 da seção confinada. O Gráfico indica boa concordância entre os sinais medidos para ambas as seções de teste.

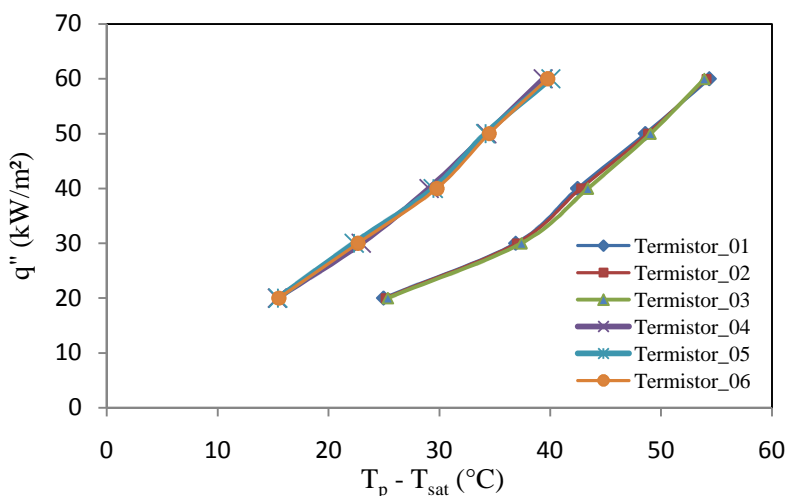


Figura 4. 14 - Curva mostrando a medida de temperatura dos termistores sobre as seções de teste.

A Figura 4.15 mostra a curva de  $q''$  em função de  $\Delta T$  para o fluido n-Pentano, com graus de confinamento de 0,3 e 0,9 mm. Para  $s = 0,9$  mm, os pontos experimentais estão deslocados para a esquerda, o que representa um maior coeficiente de transferência de calor para a situação de menor confinamento. Ambos os testes foram submetidos à mesma temperatura inicial de 36°C e temperatura de saturação da ordem de 45°C, isso corresponde a um grau de subresfriamento da ordem de 11°C. Para os dois primeiros fluxos de calor (20 e 30 kW/m²) fornecido às duas seções de teste, a diferença de temperatura entre as superfícies dos discos são menores. A partir do patamar seguinte, começa a ocorrer

uma diferenciação maior entre as curvas nos dois níveis de confinamento propostos, indicando uma melhora no coeficiente de transferência de calor para a seção menos confinada. Resultado similar também foi obtido por Passos *et al.* (2004).

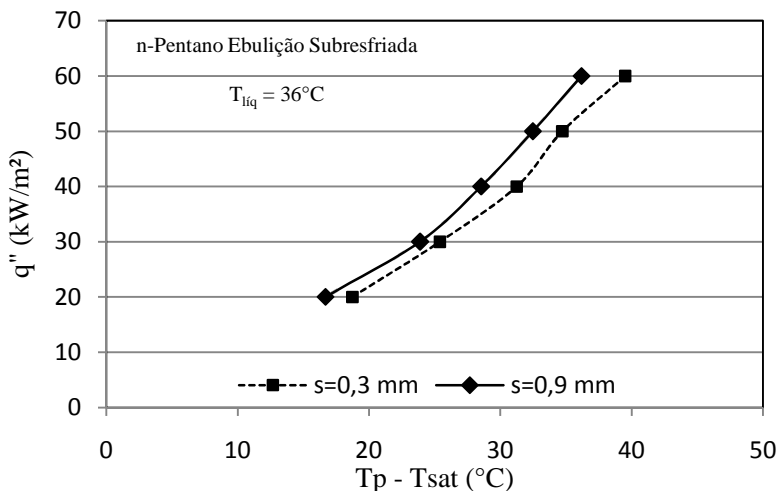


Figura 4. 15 - Curva  $q''$  X  $\Delta T$  do n-Pentano para grau de confinamento,  $s$ , igual a 0,3 e 0,9 mm.

Na Figura 4.16, são mostrados os resultados do coeficiente de transferência de calor em função do fluxo de calor, para os casos em que o disco aquecido encontra-se a  $s = 0,3$  e  $0,9$  mm de distância do fundo da seção de teste, temperatura média do n-Pentano, no centro da câmara de ebulição, de  $36^\circ\text{C}$ , com variação entre  $36$  e  $37^\circ\text{C}$ , e subresfriamento entre  $11$  e  $13^\circ\text{C}$ . Os pontos utilizados são os mesmos da Figura anterior.

Como se pode observar há uma diminuição do coeficiente de transferência de calor,  $h$ , quando se diminui  $s$ . Tal resultado é o oposto do que ocorre para o regime de ebulição nucleada saturada, onde o confinamento (para baixos fluxos de calor) causa um aumento do coeficiente de transferência de calor. O aumento da transferência de calor para o regime de ebulição saturada confinada, foi demonstrado em trabalhos de, Katto (1977), Zhao *et al.* (2003), Passos *et al.* (2004) e Rops *et al.* (2009).

No caso da ebulição nucleada saturada, a área de contato entre a parede aquecida e o líquido interposto entre a bolha de vapor e o disco aquecido aumenta com o confinamento, permitindo a vaporização intensificada de parte do líquido na microcamada. No caso da ebulição nu-

cleada subresfriada, o aumento do confinamento reduz a condensação na parte da bolha de vapor oposta ao disco aquecedor, por causa do aumento da temperatura média do líquido na região. Quando isso ocorre, o desequilíbrio entre as taxas de evaporação e de condensação prejudicam o coeficiente de transferência de calor. Na seção 4.4 são apresentados os possíveis mecanismos que explicam o fenômeno.

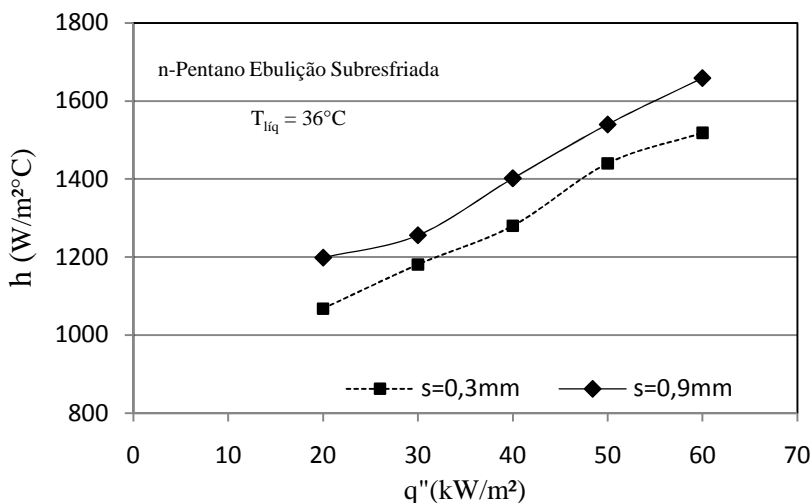


Figura 4. 16 - Efeito do confinamento sobre o coeficiente de transferência de calor.

Na Figura 4.17, são apresentados os coeficientes de transferência de calor em função do fluxo de calor aplicado, com a distância entre o disco aquecido e o fundo da câmara de ebulição  $s = 0,9$  mm. O subresfriamento médio do líquido para o caso em que  $T_{liq} = 26$  °C é 14 °C e para  $T_{liq} = 36$  °C é 12°C. Os resultados mostram o aumento de  $h$  com o acréscimo da temperatura do líquido no interior da câmara de ebulição. Como a pressão aumenta à medida que se aumenta o fluxo de calor, o cálculo de  $h$  considerou a temperatura de saturação correspondente à pressão na câmara. A temperatura de saturação para cada fluxo de calor variou em torno de 1°C para o caso em  $T_{liq} = 26$  °C e cerca de 2,4 °C no caso em que  $T_{liq} = 36$  °C.

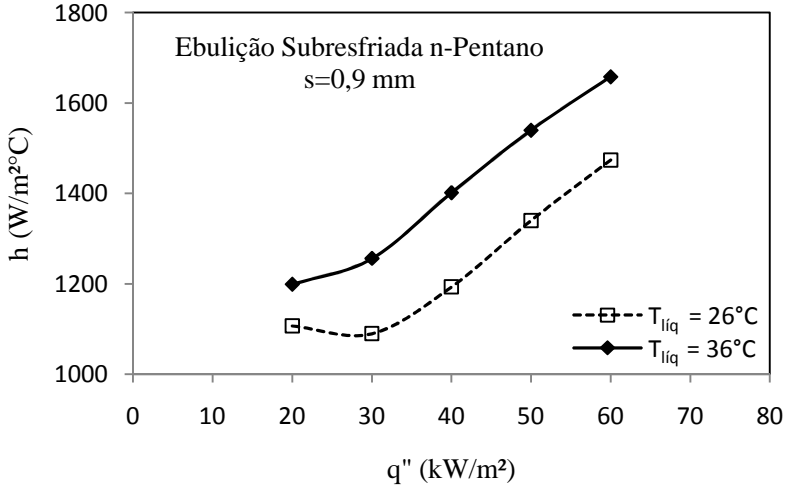


Figura 4. 17 - Coeficiente de transferência de calor em função do fluxo de calor aplicado, para  $s = 0,9$  mm.

O efeito da temperatura inicial do líquido sobre a curva  $q'' \times \Delta T$  é mostrado na Figura 4.18, para a seção de teste com confinamento,  $s = 0,9$  mm e Figura 4.19, para o disco sem confinamento,  $s = 11$  mm.

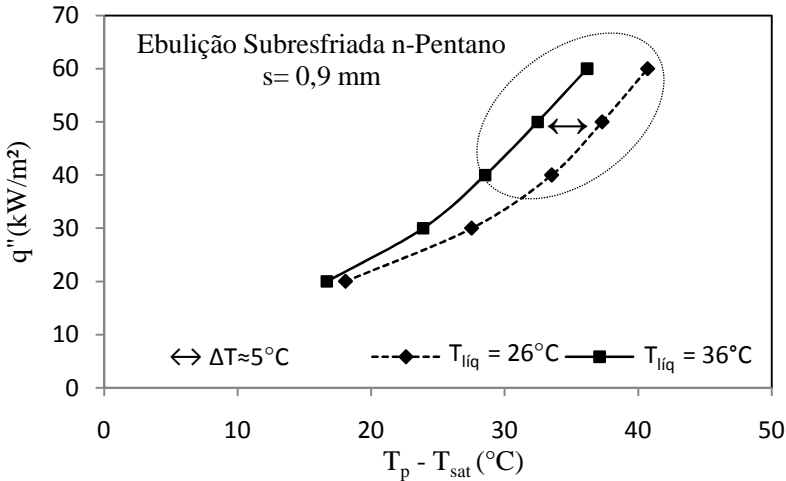


Figura 4. 18 - Efeito da temperatura do fluido, para  $s = 0,9$  mm.



Na Figura 4.18, o processo de transferência de calor é intensificado para o caso do líquido com maior temperatura. Para fluxos de calor maiores ou iguais a  $40 \text{ kW/m}^2$ , ocorre uma diferença de  $5^\circ\text{C}$ , na temperatura da superfície aquecida. Para os fluxos de calor menores, de 20 e  $30 \text{ kW/m}^2$ , esta diferença é menor, indicando que as bolhas de vapor ainda são pequenas sem chance de aprisionar o líquido, na região entre a superfície da bolha e a superfície aquecida.

No caso sem confinamento ( $s = 11 \text{ mm}$ ) mostrado na Figura 4.19, a diferença de temperatura,  $T_p - T_{sat}$ , entre uma curva e outra se mantém semelhante para as duas temperaturas iniciais do líquido. O fato de não haver confinamento faz com que a temperatura média do líquido que está em contato com o disco, ao receber o primeiro patamar (fluxo de  $20 \text{ kW/m}^2$ ) dependa somente da condição inicial do banho, ou seja, a temperatura na região não se eleva tanto quanto ao caso anterior.

É importante verificar que, em ambos os casos independentemente do grau de confinamento observa-se a mesma tendência para o efeito da temperatura do líquido sobre o coeficiente de transferência de calor.

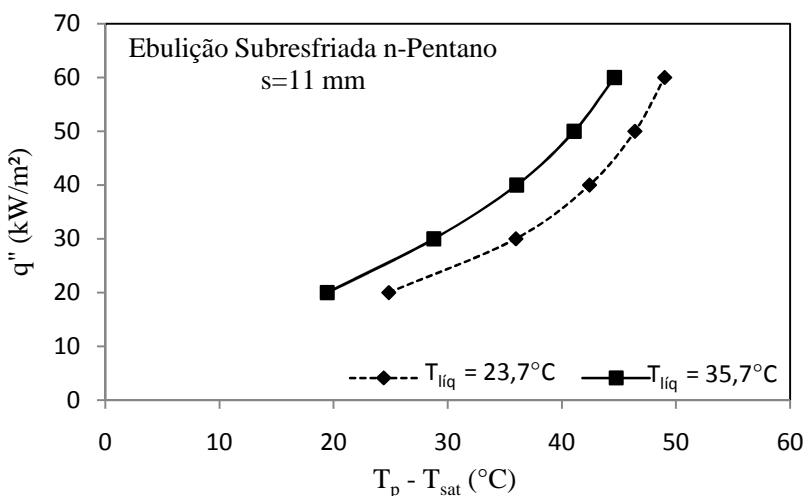


Figura 4. 19 - Efeito da temperatura do fluido, para  $s = 11 \text{ mm}$ .

A Figura 4.20 mostra o efeito da temperatura inicial do fluido para a seção de teste sem confinamento,  $s = 10,4 \text{ mm}$ , e a Figura 4.21 mostra o mesmo efeito para o disco com confinamento,  $s = 0,3 \text{ mm}$ .

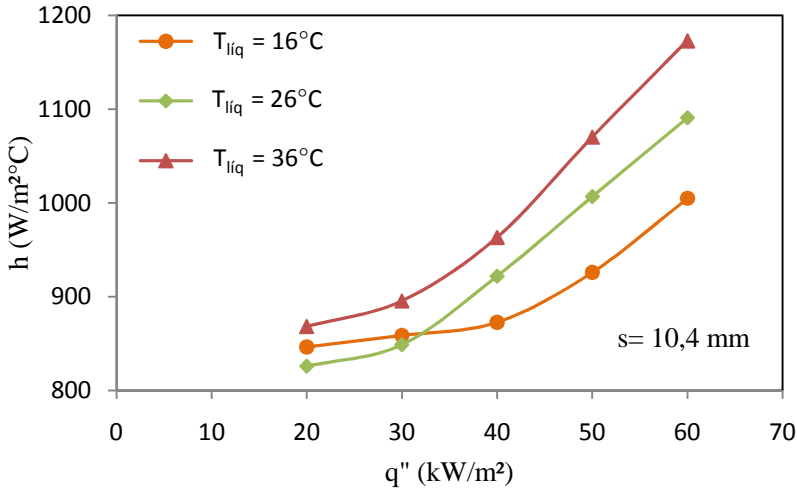


Figura 4. 20 - Efeito da temperatura do fluido, para  $s = 10,4$  mm.

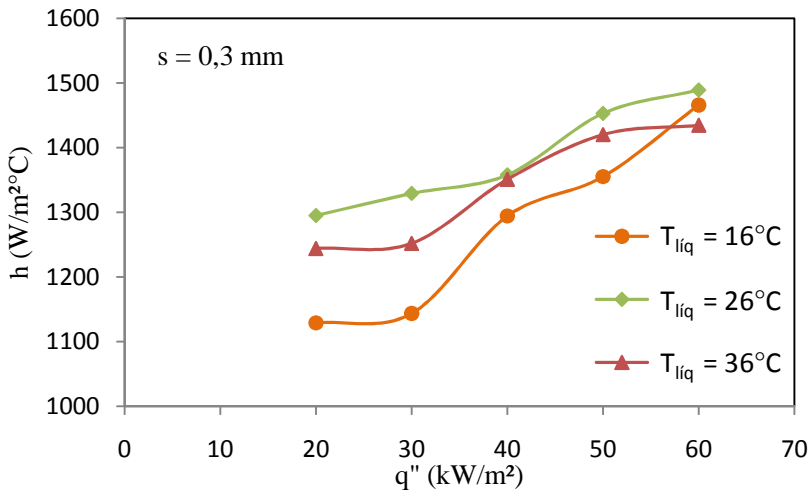


Figura 4. 21 - Efeito da temperatura do fluido, para  $s = 0,3$  mm.

Na primeira situação, para o disco de cobre sem confinamento, o aumento da temperatura inicial eleva o coeficiente de transferência de calor, quando mantido o mesmo fluxo de calor, como ocorreu para o caso com  $s = 0,9$  mm, representado pela Figura 4.17. Para fluxos de calor maiores (40 a 60 kW/m²) há um efeito de intensificação da ebulição nucleada pelo fato do disco estar para baixo que supera o efeito de

intensificação do subresfriamento. Se o nível de confinamento é maior ( $s = 0,3$  mm), ver Figura 4.21, a diferença entre as curvas de temperaturas de 26 e 36°C são invertidas, o resultado é coerente pois o confinamento é importante e tende a reduzir de forma similar o subresfriamento do líquido no volume confinado.

Quando se compara o coeficiente de transferência de calor entre as duas seções de teste com maiores níveis de confinamento, como foram representados pela Figura 4.16 os resultados mostram a queda do  $h$  com a redução da distância,  $s$ . Esse resultado pode apresentar uma “falsa tendência”, apesar da seção de teste com um nível de confinamento de 0,9 mm ser melhor do que a de 0,3 mm, não significa que ocorrerá um aumento do coeficiente de transferência de calor para uma situação onde não há confinamento.

A Figura 4.22 inclui também os resultados para o coeficiente de transferência de calor para os casos sem confinamento ( $s = 10,4$  e 11 mm). A pequena diferença para  $s = 10,4$  e 11 mm se deve a incerteza experimental para o coeficiente de transferência de calor, de aproximadamente  $\pm 4\%$ . Na análise do gráfico, fica nítida a redução do coeficiente de transferência de calor, quando a superfície aquecida não é confinada. Uma interpretação dos mecanismos que possam justificar tais resultados é apresentada na seção 4. 4.

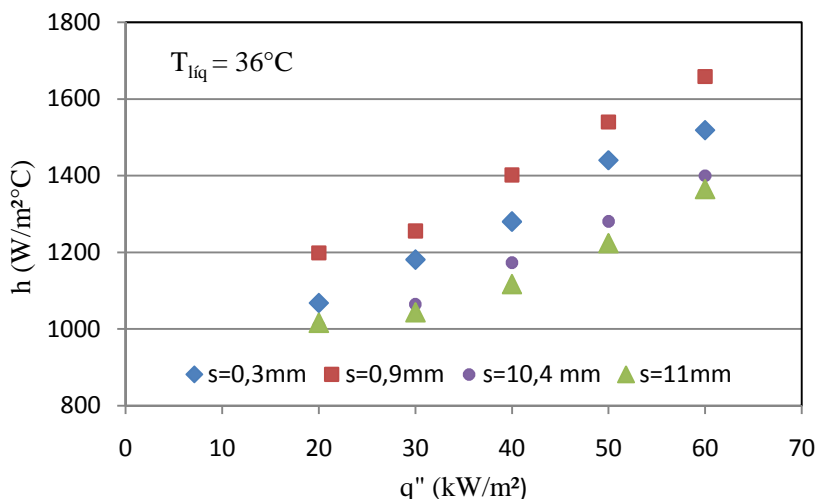


Figura 4. 22 - Efeito dos espaçamentos,  $s = 0,3; 0,9; 10,4$  e 11 mm sobre o coeficiente de transferência de calor.

### 4.3 DESENVOLVIMENTO DE UMA CORRELAÇÃO

Nesta seção são mostradas as etapas de cálculo para a obtenção do coeficiente de transferência de calor para ebulição nucleada confinada e não confinada. É feita uma rápida abordagem das principais variáveis envolvidas no fenômeno físico estudado, e justificadas as escolhas dos grupos adimensionais considerados relevantes para as duas condições: confinada e não confinada. No Apêndice C é apresentado o método empírico ou experimental utilizado para determinar as duas correlações. Para o desenvolvimento das correlações foram utilizados 120 pontos experimentais obtidos para cada seção de teste.

#### 4.3.1 Análise Dimensional

Uma ferramenta importante de grande utilidade na previsão, averiguação e resolução de equações que relacionam as grandezas físicas garantindo sua integridade e homogeneidade é conhecida por análise dimensional. A análise dimensional de um sistema em ebulição envolve um grande número de parâmetros. Por esse motivo, a escolha adequada das variáveis envolvidas representa um papel fundamental para o sucesso da análise. O estudo da análise dimensional permite obter uma série de relações entre essas variáveis que são expressas através dos números adimensionais. Um procedimento prático e útil para deduzir grupos adimensionais é o teorema de Pi de Buckingham (Buckingham, 1914). O teorema de Pi de Buckingham é uma relação entre uma função expressa em termos de parâmetros dimensionais e uma função correspondente expressa em termos de parâmetros adimensionais (Fox *et al.*, 2006) estabelecem que um problema similar, com mesma geometria, será bem representado por  $n-m$  variáveis adimensionais, onde  $n$  representa o número de variáveis do problema e  $m$  de dimensões do sistema de unidades.

Como o interesse é obter o coeficiente de transferência de calor, o passo seguinte é listar os parâmetros que mais afetam o fenômeno, que pode depender do fluxo de calor imposto  $q''$ , do nível de gravidade  $g$ , do calor latente de vaporização  $h_{lv}$ , da tensão superficial  $\sigma$ , do comprimento capilar  $L_b$ , do nível de confinamento  $s$ , e das propriedades termofísicas do fluido: massas específicas da fase líquida  $\rho_l$  e da fase vapor  $\rho_v$ , calor específico do líquido  $c_{pl}$ , condutividade térmica do líquido  $k_l$ , viscosidade do líquido  $\mu_l$ . Desta forma pode-se escrever  $h$ , em função desses parâmetros, como:

$$h = h(\Delta T, s, \sigma, h_{lv}, L_b, c_{pl}, k_l, \mu_l, g, (\rho_l - \rho_v), \rho_l) \quad (4.1)$$

A relação funcional acima envolve 12 variáveis. Se considerarmos um sistema de unidades com quatro variáveis (M, L, T,  $\theta$ ), sendo: [M] a massa, [L] comprimento, [T] tempo e [ $\theta$ ] temperatura. Teremos de acordo com o Teorema dos  $\Pi$ 's oito parâmetros adimensionais,  $n - m = 12 - 4 = 8$ , expressos nas seguintes formas:

$$Nu_l = \frac{hL_b}{k_l} ; \quad Fr = \frac{q''^3}{\rho_l^2 h_{lv}^3 \mu_l g} ; \quad We = \frac{\mu_l q''}{\rho_l h_{lv} \sigma} ; \quad Pr_l = \frac{\mu_l c_{pl}}{k_l} ;$$

$$Bo = \frac{s}{\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}} ; \quad Gr^* = \frac{\rho_l g (\rho_l - \rho_v) L_b^3}{\mu_l^2} ;$$

$$R^* = \frac{q'' c_{pl}}{k_l g} ; \quad Ja = \frac{c_{pl} \Delta T}{h_{lv}}$$

ou, definindo os grupos adimensionais,

$$Nu_l = f(Fr, We, Pr_l, Bo, Gr^*, R^*, Ja) \quad (4.2)$$

O número de Nusselt é expresso como relação funcional do número de Froude, do número de Weber, do número de Prandtl, do número de Bond, do número de Grashof modificado, de um número  $R^*$  e do número de Jakob, respectivamente. Os números de Froude e Weber foram reescritos em função do fluxo de calor imposto. A análise foi feita utilizando procedimentos semelhantes ao adotado por Kannengieser *et al.* (2009). Os passos utilizados para sua dedução são apresentados no Apêndice C. Os números adimensionais que representaram pouca influência durante o cálculo desenvolvido para analisar o fenômeno de ebulição foram descartados da função, sendo eles, o número de Prandtl, o número de Grashof modificado, o número adimensional  $R^*$  e o número de Jakob.

Para todos os testes realizados, os números de Prandtl e Jakob pouco variaram. Uma média entre os limites, inferior e superior, para os valores obtidos para esses números adimensionais permitiu obter um desvio percentual de no máximo 5%, o que é aceitável. Portanto, o de-

envolvimento matemático pode ser convenientemente simplificado, eliminando tais números no desenvolvimento.

Assim a equação 4.2 pode ser reescrita como:

$$Nu_l = f(Fr, We, Bo) \quad (4.3)$$

Esses parâmetros aparecem mais frequentemente na literatura e possuem interpretações físicas importantes a respeito dos fenômenos de transferência de calor. As correlações obtidas para os casos confinado e não confinado são apresentadas pelas equações 4.4 e 4.5, respectivamente e sua obtenção, está demonstrada no Apêndice C.

$$Nu_{cal_s} = 2,74 \cdot 10^{-9} \cdot Fr \cdot We^{-2,71} \quad (4.4)$$

$$Nu_{cal_c} = 1,85 \cdot 10^{-9} \cdot Fr \cdot We^{-2,76} \cdot Bo^{-0,03} \quad (4.5)$$

A Tabela 4.1 a seguir mostra o intervalo de variação dos grupos adimensionais para as correlações propostas.

Tabela 4. 1- Intervalo de variação dos grupos adimensionais calculados.

Nº Adimensionais	Sem confinamento	Com confinamento
$Nu_l$	9,8 – 17,9	13,5 – 22,8
$We$	$1,1 - 3,5 \times 10^{-6}$	$1,1 - 3,5 \times 10^{-6}$
$Fr$	$2,5 \times 10^{-7} - 1,0 \times 10^{-5}$	$2,5 \times 10^{-7} - 1,0 \times 10^{-5}$
$Bo$		0,2 – 0,6

### 4.3.2 Significado Físico dos Parâmetros Adimensionais

Todos os parâmetros adimensionais citados anteriormente podem ser interpretados fisicamente e servem para mostrar quais os fenômenos térmicos e da mecânica dos fluidos que podem estar correlacionados. A seguir, é feito um breve comentário do significado físico dessas grandezas.

O número de Nusselt expressa a relação entre o fluxo de calor por convecção e o fluxo de calor por condução no próprio fluido, juntamente com o número de Prandtl eles são considerados um dos principais grupos adimensionais no estudo de transferência de calor por convecção. O número de Froude representa a razão entre as forças de inércia e de gravidade. O número de Weber representa a razão entre as forças de

inércia e de tensão superficial sendo importante no estudo das interfaces gás-líquido onde essas interfaces estão em contato com uma superfície sólida. Finalmente, temos o número de Bond (já discutido no capítulo 2) que expressa a razão entre a força gravitacional e de tensão superficial.

### 4.3.3 Comparação da Correlação com os Resultados Experimentais

A Figura 4.23 apresenta a relação entre o número de Nusselt calculado para a seção de teste não-confinada e o conjunto de todos os dados experimentais utilizados e a Figura 4.24 mostra a previsão do coeficiente de transferência de calor obtida através da correlação proposta.

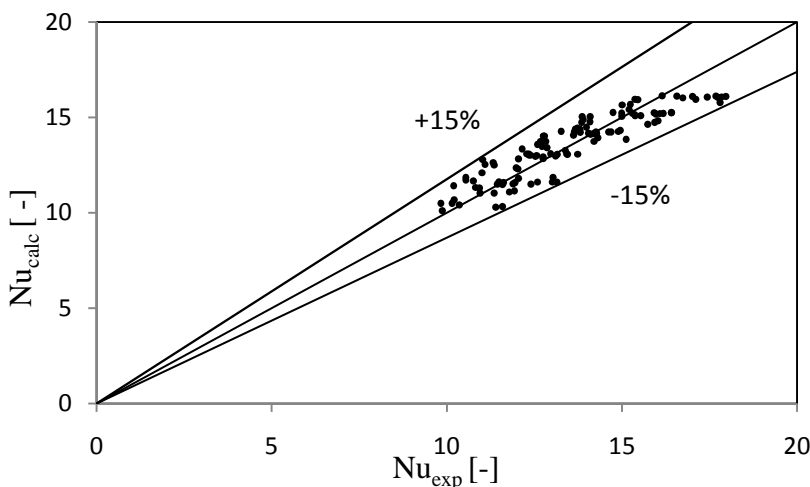


Figura 4. 23 - Número de Nusselt experimental versus o calculado (Ebulição não confinada).

A correlação mostra pouca dispersão dos resultados, o que evidencia uma boa concordância entre os dados obtidos experimentalmente e os gerados pela mesma. A faixa de distribuição dos resultados não ultrapassa 15% de erro para nenhum valor encontrado experimentalmente. A maior parte dos valores está compreendida entre os limites de  $\pm 10\%$ .

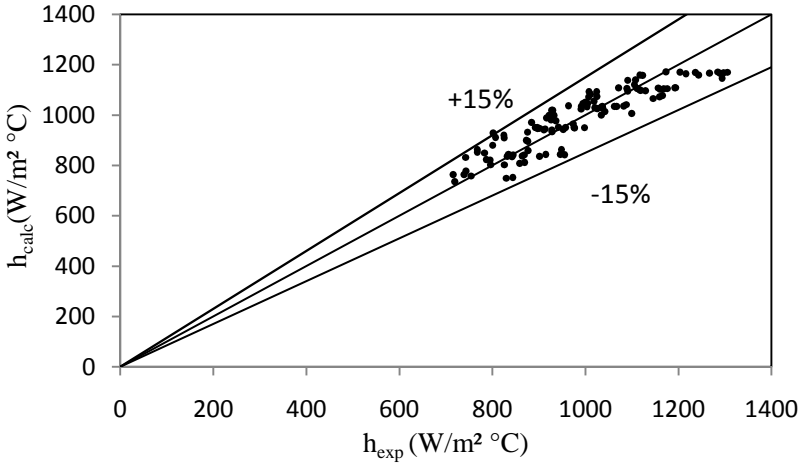


Figura 4. 24 - Coeficiente de transferência de calor experimental versus o calculado (Ebulição não confinada).

Para o desenvolvimento da correlação para o caso confinado é importante ressaltar a agregação do parâmetro número de Bond, que depende do nível de confinamento,  $s$ . As Figuras 4.25 e 4.26 representam, respectivamente, a relação entre os Números de Nusselt experimental e o calculado, o coeficiente de transferência de calor obtido através dos dados experimentais e o calculado.

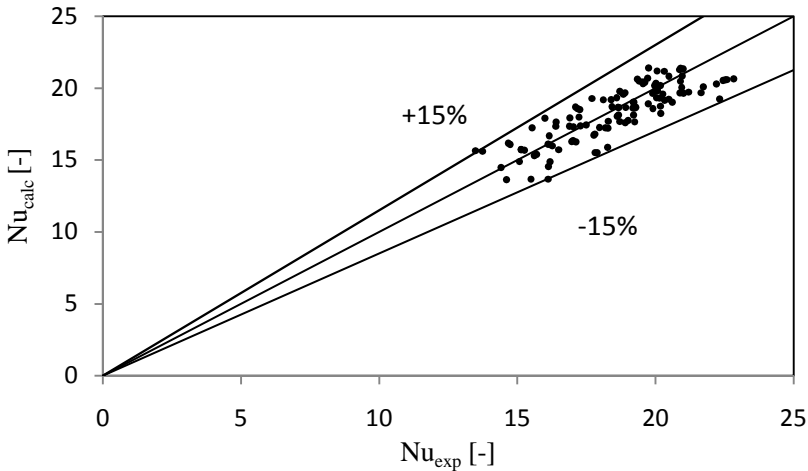


Figura 4. 25 - Número de Nusselt experimental versus o calculado (Ebulição confinada).



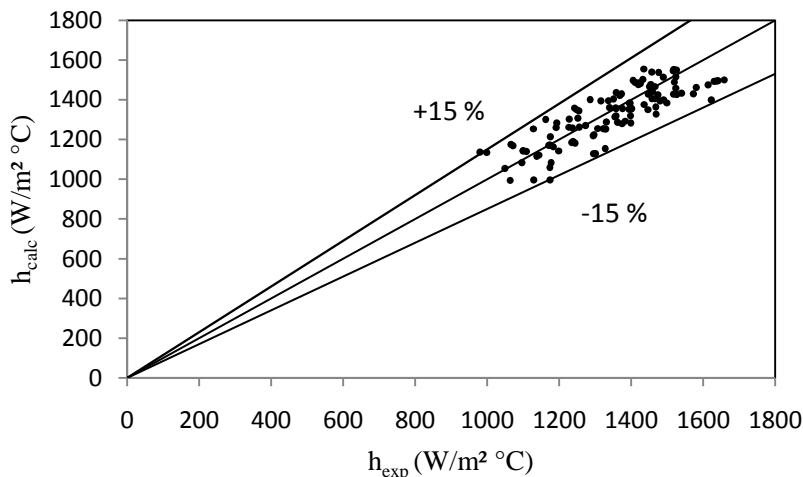


Figura 4. 26 - Coeficiente de transferência de calor experimental versus o calculado (Ebulição confinada).

#### 4.4 MECANISMOS PARA A TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Nesta seção, busca-se apresentar uma explicação para a mudança de comportamento que acontece entre os regimes de ebulição nucleada saturada e subresfriada. Para se compreender o efeito do confinamento sobre a transferência de calor para a situação de ebulição nucleada subresfriada é preciso que a análise do fenômeno de mudança de fase seja feita na interface líquido-vapor. A Figura 4.27, mostra uma superfície aquecedora de face voltada para baixo, com uma bolha de vapor já deformada (achatada).

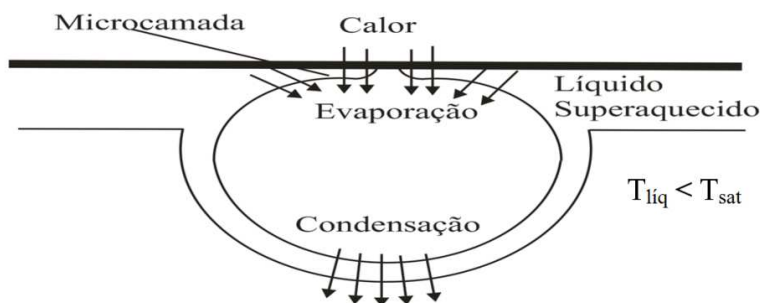


Figura 4. 27 - Mecanismo de transferência de calor para a ebulição subresfriada confinada.

No caso da ebulição confinada, o espaço limitado dificulta a circulação natural ou induzida do líquido. Sem o efeito da convecção natural, no equilíbrio, a situação eficiente é quando se tem a vaporização da microcamada e condensação no outro extremo da bolha (como ocorre na ebulição saturada). Ou seja, a bolha atua como uma bomba de calor ou tubo de calor. A base inferior da bolha recebe calor da superfície aquecida funcionando como um evaporador, do lado oposto, a bolha de vapor desempenha a função de um condensador. Quando o nível de confinamento não é tão elevado (para o caso,  $s = 0,9$  mm) existe um equilíbrio entre as taxas de evaporação e de condensação. Quando se confina muito ( $s = 0,3$  mm), a condensação fica prejudicada, pois a temperatura média do líquido se eleva e a bolha tem que crescer de volume, por que a vaporização continua. A partir de um certo ponto, como a vazão de líquido para a região entre a bolha e a superfície aquecida diminui, ocorre um processo de secagem progressiva da microcamada de líquido, causando a queda do coeficiente de transferência de calor. Se compararmos o regime de ebulição nucleada confinada subresfriada com o regime de ebulição nucleada saturada, no segundo caso, esse fenômeno não ocorre, pois a temperatura do líquido fora da camada de líquido superaquecido é igual ou próxima à temperatura de saturação, o que mantém o equilíbrio entre as taxas de evaporação e condensação.

Para o caso sem confinamento a transferência de calor é menor, pois o tempo de permanência e de crescimento das bolhas de vapor formadas sobre a superfície é reduzido.

#### 4.5 VISUALIZAÇÃO DA EBULIÇÃO

As fotografias apresentadas a seguir foram obtidas sobre a mesma seção de teste com confinamento de 0,9 mm e número de Bond igual 0,60, com o disco aquecido voltado para baixo, para fluxos de calor de 20 a 60 kW/m<sup>2</sup>. A aquisição das imagens foi feita utilizando a mesma câmera e lente a ser embarcada. As situações sem confinamento não são mostradas em imagens devido à baixa qualidade das fotografias. A seção com nível de confinamento de 0,3 mm também não aparece na análise, devido sua proximidade com o elemento confinador, observava-se apenas uma fina película sobre a superfície. O processo de formação e acumulação de bolhas de vapor sobre a superfície aquecida de cobre depende do fluxo de calor. Para fluxos de calor menores (20, 30 kW/m<sup>2</sup>), a tendência é a ocorrência de bolhas do tipo I e II, representadas na Figura 4.28. Nessa condição, ainda há espaço entre as bolhas para o líquido inundar a superfície aquecida. Para fluxos de calor maiores

(40, 50, 60 kW/m<sup>2</sup>) é mais comum a presença de bolhas do tipo III sobre a parede aquecida. O processo se torna mais complexo, pois com o aumento da temperatura de parede e dependendo da rugosidade da superfície, bolhas pequenas também podem se formar debaixo da bolha grande. Bolhas do tipo III, no entanto, são capazes de promover, para fluxos de calor ainda moderados, a intensificação da transferência de calor devido a maior área da microcamada de líquido entre a bolha e a superfície aquecida do disco de cobre.

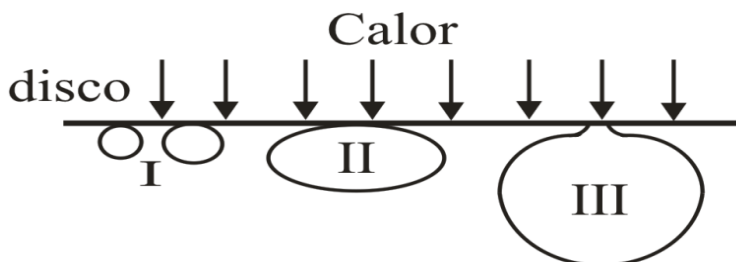


Figura 4. 28 - Tipos de bolha sobre a superfície aquecida.



Tp = 54,6°C

Tp = 54,8°C

Tp = 54,8°C

Figura 4. 29 - Visualização para  $s = 0,9$  mm e fluxo de calor de 20 kW/m<sup>2</sup>.

A Figura 4.29 mostra o surgimento das primeiras bolhas de vapor sobre a superfície aquecida. A maior parte das bolhas é pequena e se apresentam de maneira isolada sobre o disco. Próximo ao centro do disco de cobre elas começam a se aglomerar, formando bolhas maiores.



$T_p = 60,1^\circ\text{C}$

$T_p = 60,1^\circ\text{C}$

$T_p = 60,2^\circ\text{C}$

Figura 4. 30 - Visualização para  $s = 0,9$  mm e fluxo de calor de 30  $\text{kW/m}^2$ .



$T_p = 67,3^\circ\text{C}$

$T_p = 67,6^\circ\text{C}$

$T_p = 67,8^\circ\text{C}$

Figura 4. 31 - Visualização para  $s = 0,9$  mm e fluxo de calor de 40  $\text{kW/m}^2$ .

Analisando as Figuras 4.30 e 4.31 é possível perceber que as pequenas bolhas de vapor migram em direção as bolhas maiores, fazendo com que o conjunto deslize sobre a superfície e abandone o disco. Como consequência uma frente de líquido “mais frio” invade o volume de controle. O diâmetro desses “bolsões de vapor” cresce à medida que o fluxo de calor aumenta. Por essa razão, as dimensões da superfície (diâmetro da seção de teste) devem ser levadas em consideração no estudo da transferência de calor por ebulição em um meio confinado. O tamanho da superfície aquecida influencia na forma como o meio é confinado e no tempo de crescimento e permanência das bolhas de vapor sobre a região e no número de sítios ativos.

Nas Figuras 4.32 e 4.33 são mostradas fotografias para a condição de confinamento com  $s = 0,9$  mm e fluxos de calor de 50 a 60  $\text{kW/m}^2$ . A última imagem à direita da Figura 4.32, lado esquerdo do disco, foi tomada no instante logo após a saída de uma bolha do tipo III e passagem de uma frente de líquido frio, pois as bolhas presentes, na

metade esquerda do disco, ainda são bem pequenas. Na Figura 4.33, também à direita, a imagem corresponde ao momento em que a grande bolha de vapor deslizava sobre a parede aquecida.



$T_p = 75,3^{\circ}\text{C}$

$T_p = 75,4^{\circ}\text{C}$

$T_p = 75,4^{\circ}\text{C}$

Figura 4. 32 - Visualização para  $s = 0,9$  mm e fluxo de calor de  $50 \text{ kW/m}^2$ .



$T_p = 81,9^{\circ}\text{C}$

$T_p = 82,1^{\circ}\text{C}$

$T_p = 82,1^{\circ}\text{C}$

Figura 4. 33 - Visualização para  $s = 0,9$  mm e fluxo de calor de  $60 \text{ kW/m}^2$ .

A coalescência das bolhas de vapor se acentua para os fluxos de calor de  $50 \text{ kW/m}^2$  (Figura 4.32) e de  $60 \text{ kW/m}^2$  (Figura 4.33), cobrindo quase que a totalidade da superfície aquecida. Pressionada pelo confinador, as bolhas de vapor se alongam sobre o disco aumentando a área de contato do líquido entre a superfície aquecida de cobre e a base da bolha possibilitando uma troca maior de calor com o líquido que se encontra nessa região. No entanto, a interface da bolha (principalmente com a parte superior da bolha de vapor) entra em contato com uma região maior de líquido “mais frio” (condição de subresfriamento) o que aumenta a taxa de condensação e de certa forma, equilibra o que é vaporizado no outro extremo, permitindo que o tamanho da bolha não cresça tão depressa. Nessa condição, a condensação não é comprometida. Ao passo

que, se a distância entre a parede não aquecida e a superfície aquecida for diminuída, menor será o efeito da condensação sobre a interface, o que reduz o coeficiente de transferência de calor por ebulição.

É possível observar em várias das fotografias, por exemplo, Figuras 4.32 e 4.33, que ocorreu formação de bolhas pequenas na circunferência do disco de cobre. Vários métodos de colagem e polimento foram testados, sem sucesso, pois a camada de resina epóxi utilizada para fixar a seção de teste no suporte de Teflon cria inevitáveis sítios de nucleação, na periferia do disco. Estas bolhas indesejáveis podem afetar, ligeiramente, a qualidade dos resultados, em particular nos baixos fluxos de calor, influenciando o processo de nucleação.

#### 4.6 COMPARAÇÃO DO $h$ COM AS CORRELAÇÕES DE EBULIÇÃO NUCLEADA

Na Figura 4.34, os resultados experimentais obtidos para o coeficiente de transferência de calor por ebulição são comparados com os previstos pelas correlações empíricas de Rohsenow (1962), Cooper (1984), Stephan e Abdelsalam (1980) e Borishanski (1969), para a ebulição saturada, conforme revisão feita no capítulo 2. Esses resultados indicam que os valores de  $h$  do presente trabalho são bem menores do que os das correlações.

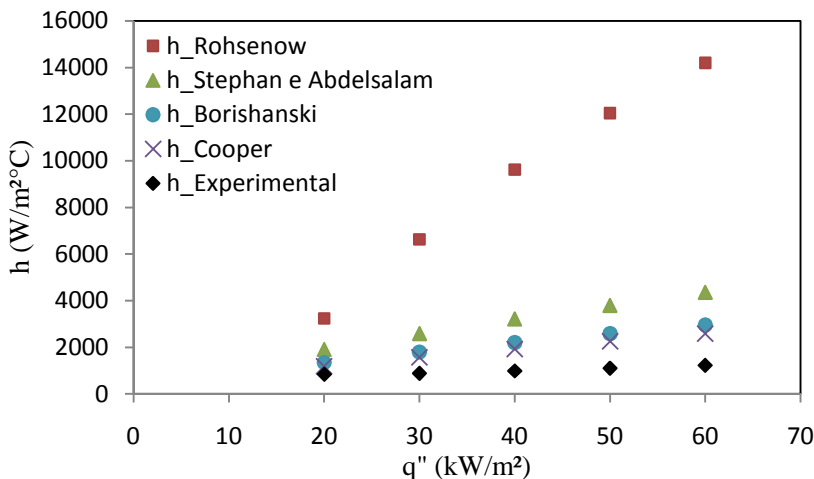


Figura 4. 34 - Comparação do  $h$  experimental com as correlações pra o n-Pentano, com  $s = 11$  mm.

De acordo com Carey (1992), apesar de se prever resultados maiores para o  $h$ , à medida que aumenta o subresfriamento do líquido, esta variação não é linear e o efeito do subresfriamento do líquido sobre a ebulição nucleada pode ser considerado pequeno. Uma possível causa da aparente inibição da ebulição nucleada, no presente estudo, pode ser a tendência a se aumentar a pressão do meio, com o conseqüente aumento do superaquecimento da parede a fim de compensar o aumento da temperatura de saturação.

## 5 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

A partir do estudo experimental realizado sobre uma superfície de cobre de face voltada para baixo, foram obtidos os resultados para o coeficiente de transferência de calor sob o regime de ebulição nucleada subresfriada, utilizando o fluido de trabalho n-Pentano. No interior da câmara de ebulição foram montadas duas seções de teste, ambas com 12 mm de diâmetro e 3 mm de espessura, montadas na extremidade de tubos de PVC, a distâncias distintas do fundo da câmara de ebulição. O grau de confinamento estudado foi estabelecido mediante a função da distância entre o disco de cobre e o fundo (em acrílico) da câmara de ebulição,  $s$ . Foram testadas as seguintes distâncias, no LEPTEN/Boiling,  $s = 0,3; 0,9; 10,4$  e  $11,0$  mm. Os ensaios aconteceram para fluxos de calor menores ou iguais a  $60 \text{ kW/m}^2$ . A análise dos grupos adimensionais permitiu desenvolver duas correlações para prever o coeficiente de transferência de calor sobre as condições de teste analisadas. Através da visualização foi possível avaliar o efeito do confinamento sobre o fluxo de calor.

As principais conclusões do trabalho são descritas a seguir:

- ✓ O coeficiente de transferência de calor diminui para a ebulição subresfriada, com o aumento do nível de confinamento.
- ✓ O aumento da pressão, na câmara de ebulição, exige que a análise do coeficiente de transferência de calor se faça em função da temperatura média do fluido e não do grau de subresfriamento.
- ✓ O conceito de condensação da interface vapor - líquido foi empregada como justificativa da queda do coeficiente de transferência de calor para a ebulição nucleada confinada subresfriada.
- ✓ Para o caso sem confinamento, o aumento da temperatura do líquido causa o aumento de  $h$ .
- ✓ Para o caso de maior confinamento ( $s = 0,3$  mm), há uma inversão das temperaturas de  $26$  e  $36^\circ\text{C}$  comparadas ao caso sem confinamento, ocasionada pelo aumento da temperatura no volume de controle sobre a região confinada.
- ✓ A análise dimensional permitiu levantar os principais grupos adimensionais, relevantes para o fenômeno da ebulição.
- ✓ Para a seção de testes sem confinamento os números adimensionais de maior importância foram os números de Weber e Froude. Com a seção confinada, além destes, o número de Bond foi acrescentado.
- ✓ A correlação mostrou pouca dispersão dos resultados, não ultrapassando 15% de erro para nenhum dos casos.



- ✓ As fotografias mostram uma quantidade maior de bolhas isoladas advindas das bordas do disco de cobre para um fluxo de calor de 20 kW/m<sup>2</sup>.
- ✓ Para fluxos de 30 e 40 kW/m<sup>2</sup> é possível observar as pequenas bolhas de vapor migrando para as maiores.
- ✓ Para fluxos de 50 e 60 kW/m<sup>2</sup> a coalescência das bolhas de vapor cobrem “quase” que a totalidade da superfície aquecida de cobre.

Para uma melhor compreensão da ebulição nucleada confinada subresfriada, sugere-se:

- ✓ Investigar um número maior de níveis de confinamento para o regime de ebulição nucleada subresfriada.
- ✓ Empregar fluxos de calor maiores para determinar o fluxo de calor crítico, responsável pela secagem da superfície.
- ✓ Analisar diferentes níveis de subresfriamento.
- ✓ Fazer visualização com câmera ultra-rápida.
- ✓ Utilizar outros fluidos.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- <http://g1.globo.com/Noticias/Ciencia/0,,MUL69641-5603,00.html> (acesso em 04 de 01 de 2010).
- Abe, Y., Pool boiling under microgravity, **Microgravity Science and Technology**, 1993, vol.6, n°4, pp 229-238.
- Agência Espacial Brasileira, **Programa Microgravidade**, Brasília, DF, 2005.
- Bonjour, J., & Lallemand, M., Flow patterns during boiling in a narrow space between two vertical surfaces, **International Journal of Multiphase Flow**, 1998, vol. 24, pp 947-960.
- Bonjour, J., & Lallemand, M., Two-phase flow structure near a heated vertical wall during nucleate pool boiling, **International Journal of Multiphase Flow**, 2001, vol. 27, pp 1789-1802.
- Borishanski, V.M., Correlation of the effect of pressure on the critical heat flux and heat transfer rates using the theory of thermodynamic similarity, In **Problems of Heat Transfer and Hydraulics of Two-Phase Media**, Pergamon Press, New York, pp 16-37, 1969
- Buckingham, E., On physically similar systems: illustrations of the use of dimensional equations, **Physical Review**, 1914, vol.4, pp 345-376.
- Cardoso, E. M., Estudo experimental da ebulição nucleada confinada, Dissertação de mestrado - UFSC- Engenharia Mecânica, 2005.
- Carey, V.P., **Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena: an introduction to the thermophysics of vaporization and condensation process in heat transfer equipment**, Taylor & Francis, 1992.
- Cooper, M.G., Saturation Nucleate pool Boiling-A Simple Correlation, **International Chemical Engineering Symposium Series**, vol.86, pp 785-792, 1984.

- Dhir, V.K., Boiling heat transfer, **Annual Reviews of Fluid Mechanics**, 1998, vol. 30, pp 365-401.
- Di Marco, P., & Grassi, W., Pool boiling microgravity: assessed results and open issues, **European thermal sciences conference N°3**, Heidelberg, ALLEMAGNE , 2000, pp 81-90.
- EES, E.E. (s.d). Professional Version 7.815, 1992-2006.
- Fox, R.W., McDonald, A.T., Pritchard. P.J., **Introdução à Mecânica dos Fluidos**, Rio de Janeiro, Brasil, LTC, 6. ed, 2006.
- Fritz, W., Maximum volume of vapour bubbles, **Physik Zeitschr**, vol. 36, 1935, pp 379-384.
- Flesh, C.A. Metrologia e eletrônica básica para experimentação - Módulo I Laboratório de Metrologia e Automação, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 2003.
- Haddad, K. H., & Cheung, F. B., Steady-state subcooled nucleate boiling on a downward-facing hemispherical surface, **Journal of Heat Transfer** , 1998, vol. 120, n° 2, pp 365-370 .
- Holman, J.P., **Experimental methods for engineers**, Singapore, Mcgrall-Hill, 1989.
- Incropera, F. P., & DeWitt, D. P., **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**, John Wiley & Sons, 5<sup>th</sup>, 2002.
- Ishibashi, E., Nishikawa, K., Saturated boiling heat transfer in narrow spaces, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 1969, vol.12, pp 863-894.
- Johnson, R.E. , & Dettre, R.H., **Wettability - Wetting of low-energy surfaces**, Marcel Dekker, 1993, pp 1-73.
- Kandlikar, S.G., A theoretical model to predict pool boiling FC incorporating effects of contact angle and orientation, **Journal of Heat Transfer**, vol.123, 2001, pp 1071-1079.

- Kannengieser, O., Colin, C., Bergez, W., Lacapère, J., Nucleate pool boiling on a flat plate heater under microgravity conditions: results of parabolic flight, and development of a correlation predicting heat flux variation due to gravity, **ECI International Conference on Boiling Heat Transfer**, Florianópolis, SC, Brazil, 3-7 May 2009.
- Katto, Y., Yokoya, S., Teraoka, K., Nucleate and transition boiling in a narrow space between two horizontal, parallel disk-surfaces, **Bulletin of the JSME**, 1977, vol.20, n°143, pp 638-643.
- Kim, J., Benton, J.F., Wisniewski, D., Pool boiling heat transfer on small heaters: effect of gravity and subcooling, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 2002, vol. 45, pp 3919-3932.
- Kim, J., Oh, B.D., Kim, M.H., Experimental study of pool temperature effects on nucleate pool boiling, **International Journal of Multiphase Flow**, 2006, vol. 32, pp 208-231.
- Kim, Y.M., Kim, S.J., Kim, J.J., Noh, S.W., Suh, K.Y., Rempe, J.L., Cheung, F.B., Kim, S.B., Visualization of boiling phenomena in inclined rectangular gap, **International Journal of Multiphase Flow**, 2005, vol. 31, pp 618-642.
- Larkin, B.K., Thermocapillary flow around a hemispherical bubble, **AIChEJ**, 1970, vol.16, pp 101-107.
- Marek, R., & Straub, J., The origin of thermocapillary convection in subcooled nucleate pool boiling, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 2001, n° 44, pp 619-632.
- McGrew, J.L., Bamford, F.L., Rehm, T.R., Marangoni flow: an additional mechanism in boiling heat transfer, **Science**, 1966, n° 153, pp 1106-1107.
- Misale, M., Guglielmini, G., Priarone, A., HFE-7100 pool boiling heat transfer and critical heat flux in inclined narrow spaces, **International Journal of Refrigeration**, 2009, vol.32, pp 235-245.

- Nishikawa, K., Fujita, Y., Uchida, S., Ohta, H., Effect of surface configuration on nucleate boiling heat transfer, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 1984, vol. 27, n° 9, pp 1559-1571.
- Nukiyama, S., The maximum and minimum value of the  $q$  transmitted from metal to boiling water under atmospheric pressure, **Journal Japan Society of mechanical Engineers**, 1934, vol.37, n° 9, pp 367-374.
- Oka, T., Abe, Y., Mori, Y.H., Nagashima, A., Pool Boiling of n-pentane, CFC-113, and Water Under Reduced Gravity: Parabolic Flight Experiments With a Transparent Heater, **Journal of Heat Transfer**, 1995, vol. 117, pp 408-417.
- Oka, T., Abe, Y., Tanaka, K., Mori, Y.H., Nagashima, A., Observational study of pool boiling under microgravity, **Journal Japan Society of mechanical Engineers**, 1992, Series II, vol. 35, n°2, pp 280-286.
- Paiva, K.V., Comportamento térmico em microgravidade de mini tubos de calor do tipo fios-placas, Dissertação de mestrado - UFSC-Engenharia Mecânica, 2007.
- Passos, J.C., & Reinaldo, R.F., Analysis of pool boiling within smooth and grooved tubes, **Experimental Thermal and Fluid Science**, 2000, vol.22, pp 35-44.
- Passos, J.C., Possamai, L.F.B., Hirata, F.R., Confined and Unconfined FC72 and FC87 boiling on a downward-facing disc, **Applied Thermal Engineering**, 2005, vol.25, pp 2543-2554.
- Passos, J.C., Silva, E.L., Possamai, L.F.B., Visualization of FC-72 Confined Nucleate Boiling, **Experimental Thermal and Fluid Science**, 2005a, vol.35, pp 1-7.
- Passos, J.C., Hirata, F.R., Possamai, L.F.B., Balsamo, M., Misale, M., Confined boiling of FC72 and FC87 on a downward facing heating copper disk, **International Journal Heat and Fluid Flow**, 2004, vol. 25, pp 313-319.

- Petrovic, S., Robinson, T., Judd, R. L., Marangoni heat transfer in sub-cooled nucleate pool boiling, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 2004, vol. 47, pp 5115-5128.
- Phan, H. T., Caney, N. P., Marty, S., Colasson, S., Gavillet, J., How does surface wettability influence nucleate boiling?, **C.R.Mecanique**, vol. 337, 2009, pp 251-259.
- Reinaldo, R. F., Estudo experimental da ebulição nucleada em superfícies cilíndricas lisa e ranhurada, Dissertação de mestrado, UFSC, Engenharia Mecânica, 1999.
- Rocha, S. P., Ebulição nucleada do R-134a em superfícies lisa e microaletada externas de tubos horizontais de cobre, Tese de doutorado, UFSC, Engenharia Mecânica, 2007.
- Rohsenow, W. M., A method of correlating heat transfer data for surface boiling liquids, **Journal of Heat Transfer**, 1962, vol. 74, 969-976.
- Rops, C. M., Lindken, R., Velthuis, J. F. M., Westerweel, J., Enhanced heat transfer in confined pool boiling, **International Journal of Heat and Fluid Flow**, 2009, vol. 30, pp 751-760.
- Shatto, D. P., Renz, K. I., Peterson, G. P., Morris, T. K., Aaron, J. W., An experimental study of pool boiling heat transfer in reduced gravity, **AIChE**, 1996, vol. 92, n° 310, pp 52-59.
- Snyder, T. J., & Chung, J. N., Terrestrial and microgravity boiling heat transfer in a dielectrophoretic force field, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 2000, vol. 43, pp 1547-1562.
- Stephan, K., & Abdelsalam, M., Heat transfer correlations for natural convection boiling, **International Journal of Heat Transfer**, 1980, vol. 23, pp. 73-87.
- Stephan, K., **Heat transfer in condensation and boiling**, Springer-Verlag, 1992.

- Straub, J., The role of surface tension for two-phase heat and mass transfer in the absence of gravity, **Experimental Thermal Fluid Science**, 1994, vol. 9, pp 253-273.
- Straub, J., Zell, M., Vogel, B., Pool Boiling in a Reduced Gravity Field, **9<sup>th</sup> International Heat Transfer Conference**, Jerusalem, Israel, Hemisphere, New York, 1990, pp 91-112.
- Su, G.H., Wu, Y.W., Sugiyama, K., Subcooled pool boiling of water on a downward-facing stainless steel disk in a gap, **International Journal of Multiphase Flow**, 2008, vol.34, pp 1058-1066.
- Trefethen, L., On the jet propulsion of bubbles in a heater liquid, **Tufts University Mechanical Engineering**, 1961, Rep., 61-8-1.
- Truong, B., Hu, L.W., Buongiorno, J., Surface modifications using nanofluids for nucleate boiling heat transfer, **ICNMM2008-62085**, Darmstadt, Germany, 2008.
- Wang, C.H., & Dhir, V.K., Effect of surface wettability on active nucleate site density during pool boiling of water on a vertical surface, **Journal of Heat Transfer**, 1993, vol.115, pp 659-669.
- Wu, W.T., Yang, Y.M., Maa, J.R., Nucleate pool boiling enhancement by means of surfactant additives, **Experimental Thermal and Fluid Science**, 1998, vol.18, pp 195-209.
- Yao, S.C., & Chang, Y., Pool boiling heat transfer in a confined space, **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 1983, vol.26, n° 6, pp 841-848.
- Zhao, Y., Tsuruta, T., Ji, C., Experimental study of nucleate boiling heat transfer enhancement, **Experimental Thermal and Fluid Science**, 2003, vol.28, pp 9-16.

## APÊNDICE A

### A.1 - O PROGRAMA MICROGRAVIDADE

O Programa Microgravidade tem por objetivo viabilizar experimentos científicos e tecnológicos nacionais em ambiente de microgravidade, desta forma, o programa fornece o acesso e o suporte técnico necessários. O Programa é desenvolvido pela Agência Espacial Brasileira, em parceria com a Academia Brasileira de Ciências (ABC), o Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (Inpe) e o Instituto de Aeronáutica e Espaço do Comando Geral de Tecnologia Aeroespacial (IAE/CTA).

Atualmente, os ambientes de microgravidade disponibilizados pela Agência Espacial Brasileira são proporcionados através de vôos em foguetes de sondagem brasileiros e também pela Estação Espacial Internacional (ISS, sigla em inglês). Os experimentos são selecionados entre propostas apresentadas por universidades e institutos de pesquisa interessados, de acordo com a publicação dos Anúncios de Oportunidades. Os foguetes de sondagem são utilizados para missões suborbitais de exploração do espaço, capazes de lançar cargas-úteis compostas por experimentos científicos e tecnológicos. O Brasil possui veículos operacionais dessa classe, que suprem boa parte de suas necessidades, com uma história bem-sucedida de lançamentos. (Fonte: Agência Espacial Brasileira).

### A.2 - CARACTERÍSTICAS DO FOGUETE

O desenvolvimento do veículo VSB-30 começou em meados de 2004, fruto de uma adaptação do foguete VS-30, onde foi incorporado um estágio a mais para aumentar a capacidade da carga útil e o tempo de microgravidade. O VSB-30 é um veículo de 12 metros de comprimento e mais de duas toneladas, criado para contribuir com o avanço da ciência ao permitir a execução de experimentos, sejam científicos, sejam tecnológicos. Suas letras significam Veículo de Sondagem Booster – 30.

#### **Ficha Técnica do VSB-30:**

- Nível de aceleração durante o lançamento de 11 a 14g;
- Pré-vôo de até 8 horas;
- Ambiente de microgravidade  $< 10^{-6}g$ ;
- Tempo de microgravidade entre 150 e 420 segundos;
- Tempo total de vôo de aproximadamente 15 minutos;



- Pós-vôo de 2 horas;
- Nível de aceleração na re-entrada de 8 a 10g.
- Apogeu 270 km

O módulo, com os experimentos, está previsto para cair no mar e ser resgatado pelo Comando da Aeronáutica (COMAER).

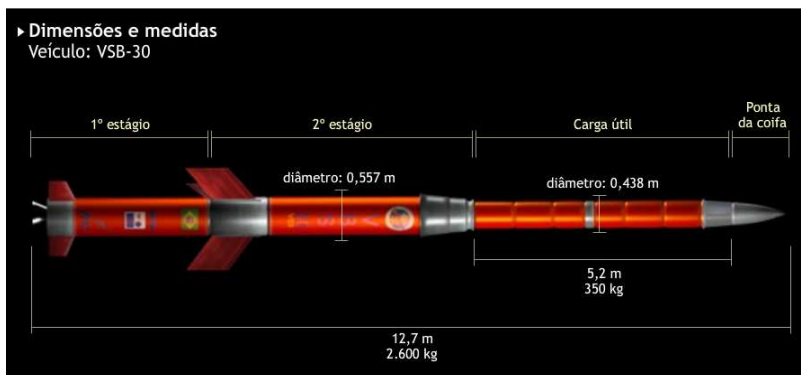


Figura A. 1 - Principais características do foguete brasileiro VSB-30.

(Fonte: <http://g1.globo.com/Noticias/Ciencia/0,,MUL69641-5603,00.html>).

### A.3 - OBJETIVO DO EXPERIMENTO EM MICROGRAVIDADE

Este estudo tem como objetivo analisar e investigar o desempenho do coeficiente de transferência de calor sobre o fenômeno de ebulição nucleada com ausência de gravidade em um disco horizontal de cobre, para as condições de confinamento e não confinamento, utilizando como fluido de trabalho o n-Pentano. Paralelamente, a mesma análise foi realizada em laboratório, sob gravidade terrestre, para que os fenômenos físicos envolvidos possam ser comparados sob as diferentes condições de gravidade. Outro aspecto relevante do estudo é a obtenção das imagens em tempo real do fenômeno da ebulição em ambiente de microgravidade.

### A.4 - DESCRIÇÃO TÉCNICA DO EXPERIMENTO

O experimento intitulado de Câmara de Ebulição sob Microgravidade (ECEM) é constituído por duas unidades, Tabela A.1, que serão montadas em um único módulo de experimento no foguete. A primeira unidade é o próprio aparato experimental, onde estão presentes as duas

seções de teste e a outra é o sistema responsável pela parte de controle e aquisição de dados, ver Figura A.2.

As nomenclaturas que designam as unidades são:

ECCEM – A: Câmara de Ebulição sob Microgravidade.

ECCEM – B: Sistema de Aquisição de Dados.

Tabela A. 1 - Nomenclatura e algumas das principais características do Experimento.

Item	Identificação	Descrição	Dimensões C x L x H [mm], ou Ø x H [mm]	Massa [kg]
1	ECCEM-A	Câmara de Ebulição	Ø 112x260	1,920
2	ECCEM-B	Sistema de Aquisição de Dados	225x146x139	4,805

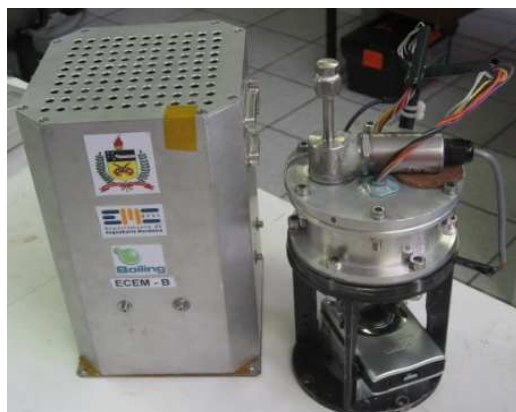


Figura A. 2 - Unidades ECCEM-A e ECCEM-B.

Para a realização dos testes em solo ainda existe uma caixa de controle, Figura A.3, que possui os principais comandos de acionamento do experimento. Com esse controle é possível acionar o experimento colocando-o em modo espera, simular os sinais de *lift-off* e de microgravidade para testes, converter os dados enviados por telemetria para visualização e armazenamento por um computador e recarregar as duas baterias internas da unidade de aquisição de dados através de uma fonte de potência. Os comandos de acionamento do experimento durante

o lançamento e o período de microgravidade do foguete também são acionados pela caixa de controle.



Figura A. 3 - Caixa de Controle externa.

## A.5 - SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

Esta unidade é responsável pela aquisição e transmissão dos dados por telemetria. Uma caixa metálica acomoda todas as placas do sistema de aquisição de sinais e duas baterias de NiMH que fornecem a energia para alimentação das resistências aquecedoras, acionamento do sistema de iluminação e câmera fotográfica, além de garantir o funcionamento do próprio sistema de aquisição. O Sistema de Aquisição de Dados possui três conectores Db's. O Db9 (fêmea) tem a função de alimentar as resistências e o transdutor de pressão, fazer aquisição de dados do próprio transdutor e o aterramento. O Db15 (fêmea) é o responsável pelos sinais de acionamento e telemetria e controle do experimento via umbilical do foguete com a casamata, também sendo utilizado para a comunicação externa. O Db25 (fêmea) será usado para a conexão entre as unidades do experimento. O ECEM-B contém três placas eletrônicas: placa Athena II (microprocessador), conversor de tensão HESC104 e uma placa de controle de potência. A placa PC/104 Athena II é um computador compacto com CPU VIA Mark de 800 MHz e sistema de aquisição integrado. Segundo o fabricante (empresa americana Diamond Systems - <http://www.diamondsystems.com>), a placa possui qualificação militar. Todas as entradas e saídas analógicas são utilizadas no experimento. As 16 entradas estão configuradas para aquisição de sinais de tensão na faixa de 0 a 5V e as 4 saídas estão configuradas para sinais de 0 a 10V. O HESC104 é um conversor de tensão DC/DC de 60W capaz de gerenciar o fornecimento de energia para todo o sistema

de aquisição de dados. Este módulo PC/104 é conectado à fonte de alimentação externa e a um conjunto de baterias NiMH que podem ser carregadas de forma inteligente seguindo parâmetros de carga previamente programados. Esta placa é conectada a Athena II sendo que sua função é incrementar o sinal para a rampa de potência das resistências elétricas nos discos de cobre. Esta placa contém a eletrônica para conversão do sinal de telemetria de RS232 para RS422.

A energia necessária durante a realização do experimento em microgravidade é fornecida por dois conjuntos de baterias de níquel-metal hidreto (NiMH) instaladas sob as placas. O ECEM-B ainda conta com uma saída serial RS232, entrada PS/2 para teclado e mouse, saída VGA para monitor, assim como duas portas USB, podendo ser operado com um microcomputador em solo. A Figura A.4 apresenta um esboço da parte interna da unidade que contém o sistema de aquisição de dados. Na parte inferior pode ser observado o conjunto de baterias e, separados por uma placa de alumínio, parte superior, estão os componentes eletrônicos do sistema de aquisição de dados.



Figura A. 4 - Sistema de Aquisição de Dados.

## A.6 - FILMAGEM DO FENÔMENO

A aquisição de imagens é feita a partir da utilização de uma câmera fotográfica digital, modelo Canon SD1100 IS, 8.0 Megapixels,

86.8 x 54.8 x 22.0mm e o sistema de iluminação são fornecidos por três LED's. A alimentação da câmera é de 4,3V, 1,5 A, Figura A.5. O fornecimento de energia para o conjunto, câmera e LED's, é fornecido através de um único conector proveniente do foguete VSB-30. Os dados da câmera fotográfica serão enviados por telemetria através da disponibilização do canal de vídeo do foguete durante todo o tempo de funcionamento da câmara de ebulição, período em que o experimento está sob microgravidade. Além de serem enviados por telemetria, os dados também serão armazenados na memória interna da câmera fotográfica digital. O acionamento deverá ser feito através do mesmo sinal que ativará as unidades ECEM – A e ECEM – B, pois os fenômenos de maior importância para o estudo ocorrerão após o acionamento do Experimento em microgravidade.

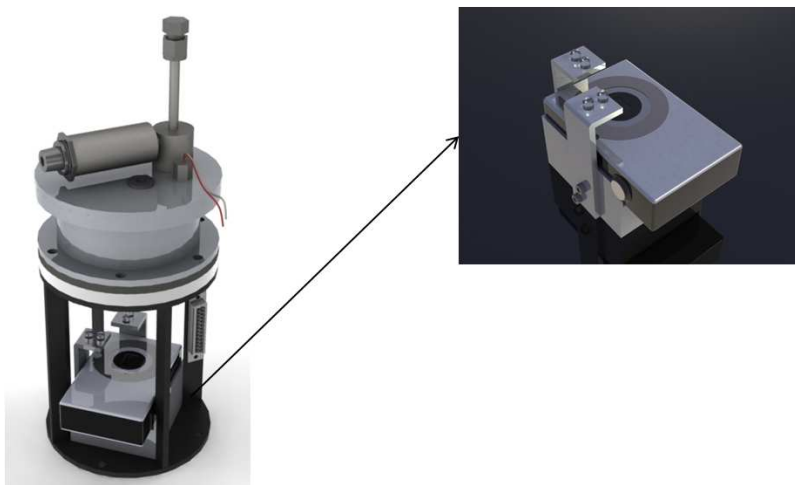


Figura A. 5 - Disposição da câmera fotográfica digital na ECEM-A.

## A.7-TESTES REALIZADOS NO IAE

Uma série de testes foi realizada nas dependências do IAE em São José dos Campos – SP para validar os experimentos que farão parte da carga útil do foguete brasileiro VSB-30. Os ensaios tiveram por objetivo: verificar se as dimensões e massas dos equipamentos foram respeitadas de acordo com o projeto inicial apresentado pela Instituição, se os materiais utilizados não são tóxicos ou perigosos. Quando tóxico, devem ser especificados os cuidados que foram tomados pela equipe através de

comprovações experimentais. Cada experimento deve ser autônomo e prover sua própria energia em ambiente de microgravidade e ser aprovado nos testes de vibração, de ciclagem térmica e integração. A Figura A.6 mostra o teste de vibração, que simula uma trepidação (superior a vibração normal do foguete) pelo qual os experimentos serão submetidos no interior do foguete. Para o teste de ciclagem térmica, Figura A.7 os experimentos permanecem 56 horas dentro de um “forno”, com temperaturas que oscilam de 0 a 60°C em cada intervalo de 1 hora. Esse teste verifica a integridade física dos equipamentos e suas respectivas resistências à temperatura de ignição do foguete e de reentrada na atmosfera. Por fim, há o teste de integração, onde participam todas as Instituições qualificadas com seus equipamentos posicionados para voo.



Figura A. 6 - Testes realizados no IAE, ensaio de vibração.



Figura A. 7 - Testes realizados no IAE, ciclagem térmica dos experimentos das diversas instituições.

## APÊNDICE B

### B.1 - INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

Neste anexo, serão apresentados os procedimentos de cálculo e os resultados de incerteza experimental dos seguintes parâmetros: fluxo de calor ( $q''$ ), coeficiente de transferência de calor ( $h$ ), temperaturas medidas pelos termistores ( $T$ ), do transdutor de pressão ( $p$ ), da área da seções de teste ( $A_d$ ).

O método utilizado baseia-se na análise apresentada por Holman (1989) também adotada em trabalhos do LEPTEN/Boiling, Reinaldo (1999), Cardoso (2005).

### B.2 - INCERTEZA NA POTÊNCIA FORNECIDA

Como não havia um equipamento de referência para aferição das incertezas da fonte de corrente contínua, assumiu-se como incerteza a menor divisão de escala dos mostradores de corrente e de tensão da fonte utilizada, o modelo ICEL PS – 7000 (0-36V/0-3A). Logo o erro cometido na medição da corrente é igual a 0,05 A e na medição da tensão igual a 0,05 V.

A potência elétrica dissipada, por efeito Joule, pela resistência foi calculada como:

$$P_w = \frac{U^2}{R} \quad (B.1)$$

onde U e R representam respectivamente, a tensão medida nos bornes da resistência elétrica e a resistência elétrica medida.

As incertezas de tensão ( $\delta U$ ) e da resistência ( $\delta R$ ) são supostas conhecidas, logo a incerteza da potência elétrica dissipada ( $\delta P_w$ ) será:

$$\delta P_w = \sqrt{\left(\frac{\partial P_w}{\partial U} \delta U\right)^2 + \left(\frac{\partial P_w}{\partial R} \delta R\right)^2} \quad (B.2)$$

como,

$$\frac{\partial P_w}{\partial U} = \frac{2U}{R} \quad (B.3)$$

$$\frac{\partial P_w}{\partial R} = - \frac{U^2}{R^2} \quad (B.4)$$

então,

$$\delta P_w = \sqrt{\left(\frac{2U}{R} \delta U\right)^2 + \left(-\frac{U}{R^2} \delta R\right)^2} \quad (B.5)$$

A taxa de calor total fornecido é igual à potência fornecida pela resistência.

$$Q_{total} = P_w \quad (B.6)$$

$$\delta Q_{total} = \delta P_w \quad (B.7)$$

Para obter-se o valor da incerteza do fluxo de calor, tem-se que calcular a incerteza da área do disco de cobre, sendo esta definida como:

$$A_d = \frac{\pi D^2}{4} \quad (B.8)$$

$$\delta A_d = \sqrt{\left(\frac{\partial A_d}{\partial D}\right)^2 \delta D^2} \quad (B.9)$$

$$\delta A_d = \frac{\pi D}{2} \delta D \quad (B.10)$$

As duas seções de testes possuem o mesmo diâmetro ( $D = 12$  mm) para encontrar a incerteza na medida da área, utilizou-se um paquímetro Mitutoyo® (modelo: CD-8''Cx-B) com precisão de  $\pm 0,05$  mm, obtendo  $\delta A_d = 9,42 \cdot 10^{-7}$  (m<sup>2</sup>).

Como,

$$q_{fluido} = \frac{Q_{total}}{A_d} \quad (B.11)$$



Então a incerteza do fluxo líquido de calor é dada por:

$$\delta q_{fluido} = \sqrt{\left(\frac{\partial q_{fluido}}{\partial Q_{total}} \delta Q_{total}\right)^2 + \left(\frac{\partial q_{fluido}}{\partial A_d} \delta A_d\right)^2} \quad (B.12)$$

Resolvendo as derivadas parciais da equação anterior, encontramos;

$$\delta q_{fluido} = \sqrt{\left(\frac{1}{A_d} \delta Q_{total}\right)^2 + \left(-\frac{Q_{total}}{A_d^2} \delta A_d\right)^2} \quad (B.13)$$

### B.3 - INCERTEZA NA DIFERENÇA DE TEMPERATURA

A incerteza na diferença de temperaturas da parede e temperatura de saturação é dada por:

$$\Delta T = T_p - T_{sat} = T_p - T_{sat}(p_l) \quad (B.14)$$

$$\delta(\Delta T) = \sqrt{\left(\frac{\partial(\Delta T)}{\partial T_p} \delta T_p\right)^2 + \left(\frac{\partial(\Delta T)}{\partial T_{sat}} \delta T_{sat}\right)^2} \quad (B.15)$$

Sendo;

$$\frac{\partial(\Delta T)}{\partial T_{sat}} \delta T_{sat} = \frac{\partial(\Delta T)}{\partial T_{sat}} \frac{\partial T_{sat}}{\partial p} \delta p \quad (B.16)$$

$$\delta(\Delta T) = \sqrt{\left(\frac{\partial(\Delta T)}{\partial T_p} \delta T_p\right)^2 + \left(\frac{\partial(\Delta T)}{\partial T_{sat}} \frac{\partial T_{sat}}{\partial p} \delta p\right)^2} \quad (B.17)$$

$$\delta(\Delta T) = \sqrt{(\delta T_p)^2 + (\delta T_{sat})^2} \quad (B.18)$$

## B.4 - INCERTEZA NAS TEMPERATURAS MEDIDAS

Os termistores NTC (do inglês *Negative Temperature Coefficient*) são sensores cujo coeficiente de variação de resistência com a temperatura é negativo, ou seja, a resistência diminui com o aumento da temperatura. Sendo assim, seu valor de resistência pode diminuir ou aumentar em maior ou menor grau para uma determinada faixa de temperatura. Dessa forma é de extrema importância que a curva característica para cada termistor seja aferida individualmente.

O procedimento adotado seguiu aos seguintes cuidados, os sensores foram mergulhados em um béquer com água destilada, inserido em um banho com temperatura controlada. Como medida padrão foi utilizado um termômetro de bulbo da marca Omega® com escala de resolução de  $0,1^{\circ}\text{C}$ . A temperatura do banho variou de  $10$  a  $90^{\circ}\text{C}$  para os três termistores da seção de teste confinada e de  $10$  a  $70^{\circ}\text{C}$  para os três termistores da seção de teste não confinada e os dois termistores do fluido. Em ambas as situações o tempo de aquisição entre uma medida e outra de temperatura contou com um intervalo de 45 minutos, variando-se de 5 em  $5^{\circ}\text{C}$ .

De uma maneira geral não há a possibilidade de se realizar infinitas medições para se determinar o erro sistemático de um sistema de medida, nesses casos opta-se por um número restrito de aquisições, que são obtidos através da calibração do instrumento. A estimativa do erro sistemático é obtida então a partir de uma curva de *Tendência*, levantada para cada termistor, como já mencionado anteriormente, pois devido ao aquecimento interno do sistema de aquisição de sinais há a variação de um canal para outro.

A calibração foi feita separadamente para cada termistor, a Figura B.1 mostra a curva de tendência para os três termistores da seção de testes confinada e a Figura B.2 é a curva de tendência para os termistores da seção de teste não-confinada e os sensores que estão no líquido.

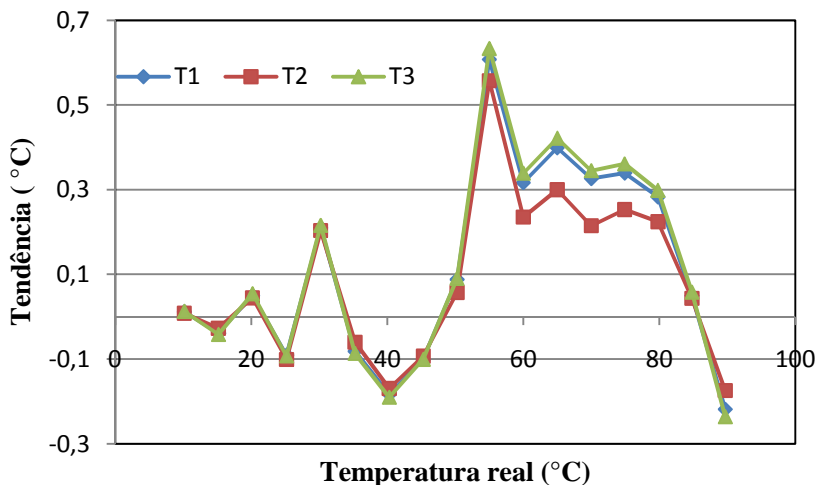


Figura B. 1 - Tendência para os termistores do disco confinado.

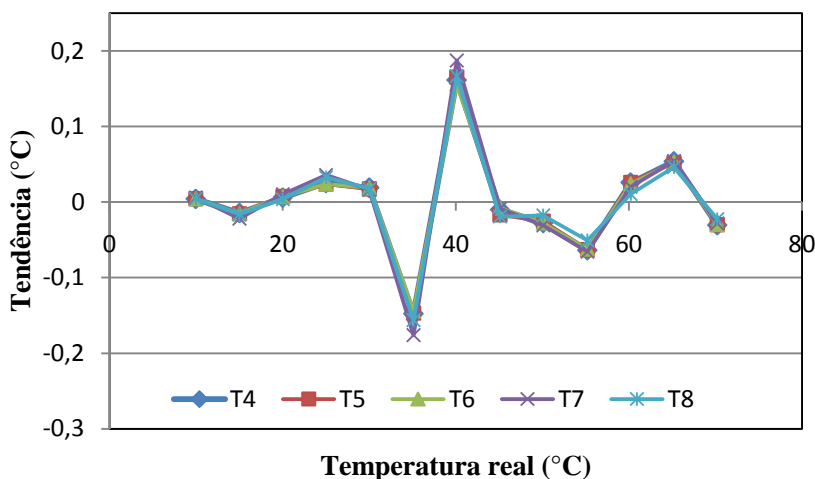


Figura B. 2 - Tendência para os termistores do disco não-confinado e do líquido.

Através de procedimentos estatísticos é possível caracterizar o erro aleatório. Tomando um conjunto de finitos valores das indicações obtidas sobre as mesmas condições e do mesmo mensurando, determina-se o desvio padrão experimental, os valores encontrados estarão associados à dispersão provocada pelo erro aleatório. É bastante comum

expressar de forma quantitativa o erro aleatório através da repetitividade. A repetitividade de um instrumento de medição expressa uma faixa simétrica de valores no qual, com uma probabilidade estatisticamente definida, se estabelece o erro aleatório da indicação. Esse parâmetro é estimado ao multiplicar o desvio padrão experimental pelo coeficiente “t” de Student igual a 2 ( $t = 2$ ), levando em conta a probabilidade de 95% de enquadramento desejado e o número de dados envolvidos (Paiva, 2007).

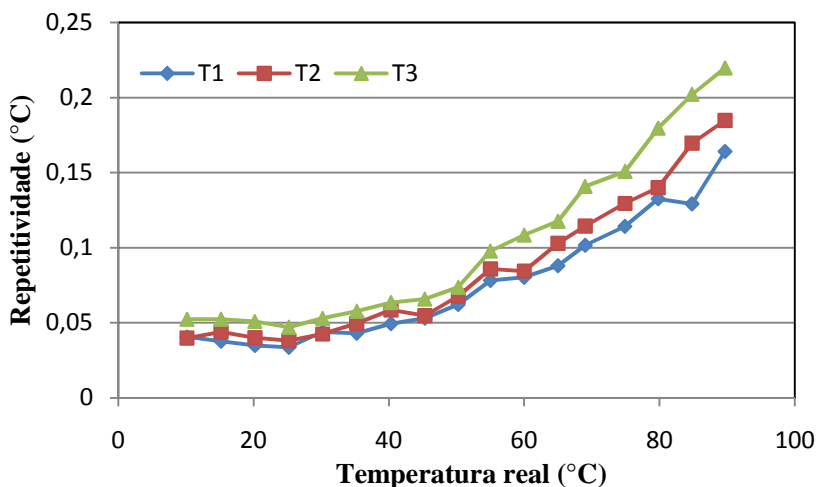


Figura B. 3 - Repetitividade para os termistores do disco confinado.

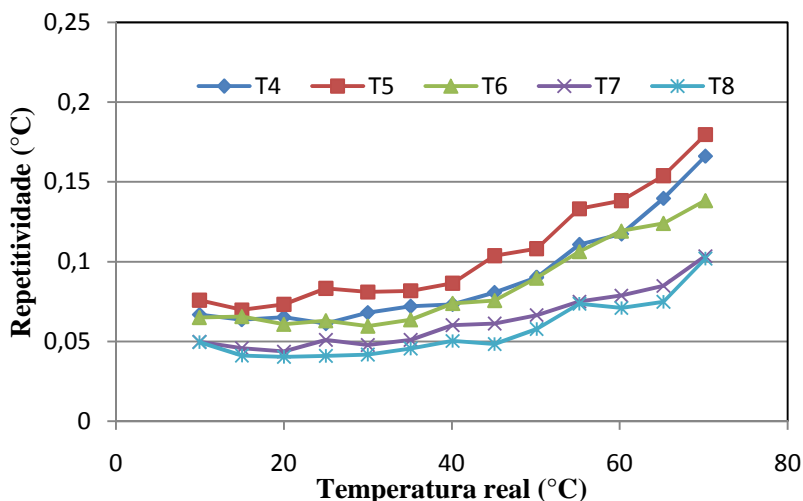


Figura B. 4 - Repetitividade para os termistores do disco não-confinado e líquido.

O erro máximo ( $E_{\max}$ ) de um instrumento ou sistema de medição expressa uma faixa de valores simétrica em relação ao zero, ou seja, ele contém o maior erro do qual pode estar afetada qualquer indicação apresentada pelo sistema de medição, considerando os erros sistemáticos e aleatórios em toda a sua faixa de medição. Desde que mantidas as condições de repetitividade entre a determinação dos parâmetros do instrumento e sua utilização, e considerando que a incerteza da tendência seja tão pequena a ponto de ser desprezado, o erro máximo é expresso em termos do módulo dos valores obtidos para a tendência e repetitividade (Flesch, 2003).

As Figuras a seguir, B.5 à B.8, representam a distribuição máxima dos erros de leitura de temperatura para cada termistor presentes nas duas seções de teste e no fluido de trabalho. Como existem três termistores sobre cada disco de cobre, o erro máximo foi tomado levando-se em consideração o sensor com o maior desvio da medida da temperatura para cada seção de teste. O maior erro encontrado nos termistores que estão sobre a seção de teste confinada foi de  $+0,73^{\circ}\text{C}$ , para o termistor de número 3. Para os três termistores sobre a seção de teste não confinada o erro encontrado foi de  $+0,25^{\circ}\text{C}$ , para o termistor de número 5. Finalmente dentre os dois termistores que fazem a aquisição da temperatura do fluido o erro encontrado foi de  $+0,25^{\circ}\text{C}$  que corresponde ao termistor de número 7.

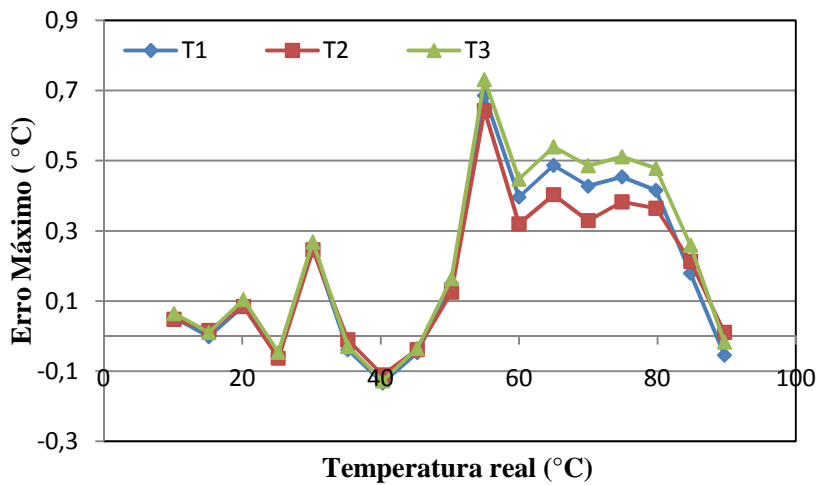


Figura B. 5 - Erro máximo Td+Re do disco confinado.

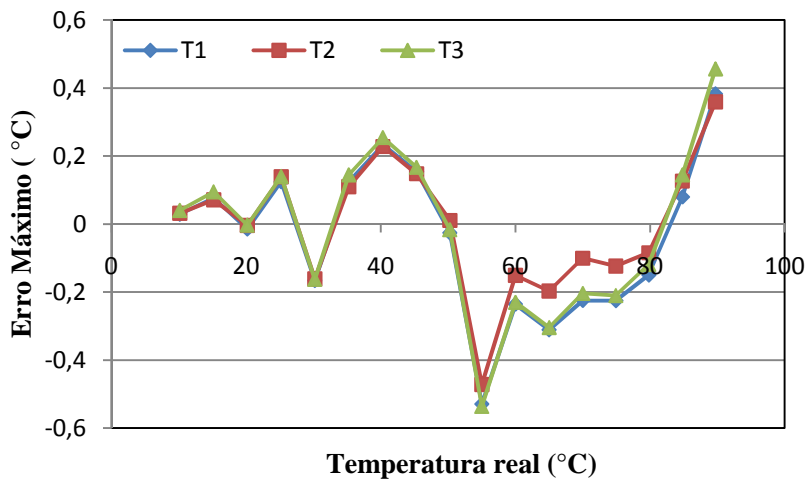


Figura B. 6 - Erro máximo Td-Re do disco confinado.

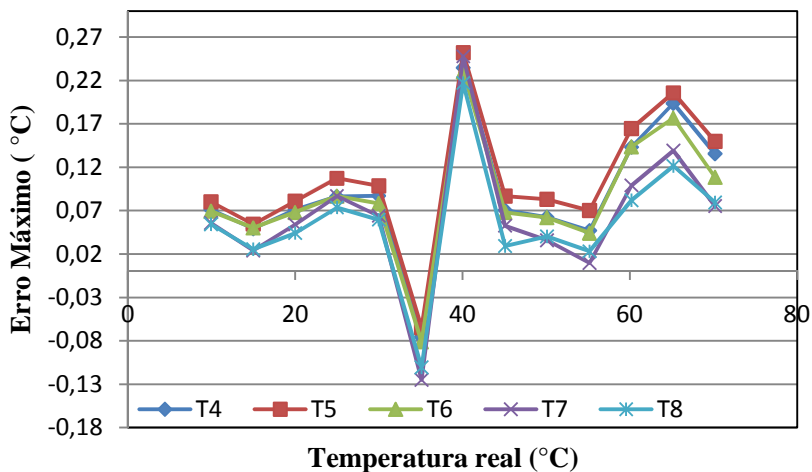


Figura B. 7 - Erro máximo Td+Re do disco não-confinado e líquido.

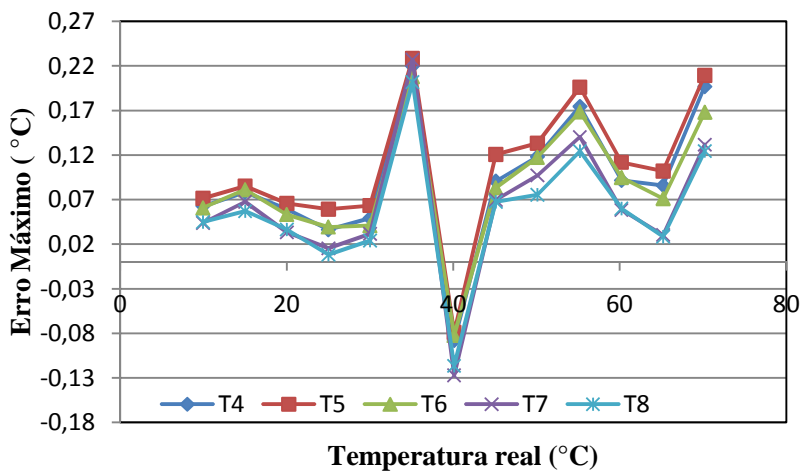


Figura B. 8 - Erro máximo Td-Re do disco não-confinado e líquido.

### B.5 - INCERTEZA NO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

O coeficiente de transferência de calor é dado por:

$$h = \frac{q_{fluido}}{\Delta T} \quad (B. 19)$$

Logo,

$$\delta h = \sqrt{\left(\frac{\partial h}{\partial q_{fluido}} \delta q_{fluido}\right)^2 + \left(\frac{\partial h}{\partial (\Delta T)} \delta (\Delta T)\right)^2} \quad (B. 20)$$

$$\delta h = \sqrt{\left(\frac{1}{\Delta T} \delta q_{fluido}\right)^2 + \left(-\frac{\delta q_{fluido}}{\Delta T^2} \delta (\Delta T)\right)^2} \quad (B. 21)$$

## B.6 - INCERTEZA NO TRANSDUTOR DE PRESSÃO

O transdutor de pressão absoluto foi calibrado utilizando um manômetro de coluna de mercúrio como referência. O transdutor a ser calibrado foi colocado sobre uma linha de ar comprimido que estava acoplado ao manômetro de mercúrio. O procedimento seguiu-se variando o nível de pressão da linha de ar e tomando-se os valores dos sinais do transdutor de pressão fornecidos pelo sistema de aquisição de dados do experimento.

A Tabela B.1 mostra os valores obtidos para a calibração do transdutor de pressão, onde é possível notar que não existem erros referentes à obtenção de sua curva, existindo apenas o erro de escala da medição, como sendo de  $\pm 0,01$  bar.

Tabela B. 1 - Calibração do transdutor de pressão absoluto.

Coluna de Mercúrio (bar)	Transdutor de Pressão absoluto (bar)
1,02	1,02
1,35	1,35
1,52	1,52
1,83	1,83
1,94	1,94
2,20	2,20



B.7 - CÁLCULO DAS INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

Na Tabela B.2 é apresentado o valor do diâmetro do disco de cobre, da área do mesmo e suas incertezas, são mostrados os valores das duas resistências elétricas utilizadas e incertezas tanto para a resistência quanto para a tensão.

Tabela B. 2 - Incertezas experimentais da área dos discos e resistências elétricas.

Material	D (m)	δD(m)	A (m²)	δA (m²)
Cobre	$1,20 \times 10^{-2}$	$5,00 \times 10^{-5}$	$1,13 \times 10^{-4}$	$9,42 \times 10^{-7}$
R <sub>1</sub>	R <sub>2</sub>	δR	δU	
(Ω)	(Ω)	(Ω)	(V)	
10,75	9,34	0,05	0,05	

Nas Tabelas B.3 e B.4 são apresentadas os valores calculados das incertezas do fluxo de calor e do coeficiente de transferência de calor para as seções de teste com confinamento de 0,3 e 0,9 mm, respectivamente. A variação  $\delta$  ( $\Delta T$ ), necessária para calcular a incerteza de  $h$  (ver equação B.18) utilizada foi de 0,73°C, que é referente ao termistor de menor precisão. A incerteza do fluxo de calor é de no máximo de 2,20% e do coeficiente de transferência de calor não ultrapassa 4% e cai com o aumento do fluxo de calor. As duas Tabelas representam os valores apresentados pelas Figuras 4.15 e 4.16 mostrados no capítulo 4 deste trabalho.

As Tabelas seguintes, B.5 e B.6, são referentes aos valores obtidos para o fluxo de calor e o coeficiente de transferência de calor para as seções de teste sem o confinamento apresentados através da Figura 4.22. A variação  $\delta$  ( $\Delta T$ ) utilizada foi de 0,25°C. As Tabelas mostram a mesma tendência da situação anterior.

Tabela B. 3 - Incertezas experimentais para n-Pentano e s = 0,3 mm.

U (V)	q'' (kW/m²)	δq'' (kW/m²)	δq''/ q'' (%)	h (W/m² °C)	δh (W/m² °C)	δh/ h (%)
4,93	20,008	0,439	2,20	1068,17	38,26	3,58
6,04	30,032	0,557	1,86	1182,10	33,33	2,82
6,97	39,993	0,664	1,66	1279,78	30,79	2,41
7,79	49,956	0,765	1,53	1438,85	30,81	2,14
8,54	60,038	0,864	1,44	1519,48	29,69	1,95

Tabela B. 4 - Incertezas experimentais para n-Pentano e  $s = 0,9$  mm.

<b>U</b> (V)	<b>q''</b> (kW/m <sup>2</sup> )	<b>δq''</b> (kW/m <sup>2</sup> )	<b>δq''/ q''</b> (%)	<b>h</b> (W/m <sup>2</sup> °C)	<b>δh</b> (W/m <sup>2</sup> °C)	<b>δh/ h</b> (%)
4,93	20,008	0,439	2,20	1199,11	42,95	3,58
6,04	30,032	0,557	1,86	1257,26	35,45	2,82
6,97	39,993	0,664	1,66	1401,37	33,72	2,41
7,79	49,956	0,765	1,53	1538,47	32,94	2,14
8,54	60,038	0,864	1,44	1659,49	32,43	1,95

Tabela B. 5 - Incertezas experimentais para n-Pentano e  $s = 10,4$  mm.

<b>U</b> (V)	<b>q''</b> (kW/m <sup>2</sup> )	<b>δq''</b> (kW/m <sup>2</sup> )	<b>δq''/ q''</b> (%)	<b>h</b> (W/m <sup>2</sup> °C)	<b>δh</b> (W/m <sup>2</sup> °C)	<b>δh/ h</b> (%)
4,6	20,049	0,467	2,33	1010,53	29,19	2,89
5,63	30,032	0,590	1,96	1065,74	24,98	2,34
6,5	40,031	0,701	1,75	1173,94	23,95	2,04
7,27	50,078	0,806	1,61	1282,73	23,64	1,84
7,96	60,034	0,906	1,51	1400,38	23,87	1,70

Tabela B. 6 - Incertezas experimentais para n-Pentano e  $s = 11$  mm.

<b>U</b> (V)	<b>q''</b> (kW/m <sup>2</sup> )	<b>δq''</b> (kW/m <sup>2</sup> )	<b>δq''/ q''</b> (%)	<b>h</b> (W/m <sup>2</sup> °C)	<b>δh</b> (W/m <sup>2</sup> °C)	<b>δh/ h</b> (%)
4,6	20,049	0,467	2,33	1018,34	29,41	2,89
5,63	30,032	0,590	1,96	1044,41	24,48	2,34
6,5	40,031	0,701	1,75	1117,94	22,81	2,04
7,27	50,078	0,806	1,61	1225,85	22,59	1,84
7,96	60,034	0,906	1,51	1366,01	23,29	1,70

## APÊNDICE C

### C.1 - DEMONSTRAÇÃO DOS NÚMEROS DE FROUDE E WEBER EXPRESSOS EM FUNÇÃO DO FLUXO DE CALOR.

É comum encontrarmos na literatura, o número de Froude e o número de Weber expressos em termos da velocidade do fluido (Equações C.1 e C.2, respectivamente). O problema em representar os dois números adimensionais dessa maneira é porque desconhecemos o valor da velocidade do fluido ou por não termos condições de medi-la.

$$Fr = \frac{V^2}{gL_b} \quad (C.1)$$

$$We = \frac{\rho_l V^2 L_b}{\sigma} \quad (C.2)$$

Segundo Kannengieser *et al.* (2009), a evaporação da camada de líquido superaquecido na base da bolha é equilibrada pela condensação na parte superior e as bolhas não crescem. Assim, a densidade do fluxo de massa corresponde a um valor que equilibra a taxa de evaporação e o fluxo total de calor da parede é dado por:

$$\dot{m} = \frac{q''}{h_{lv}} \quad (C.3)$$

Para a velocidade escalar Kannengieser considerou a velocidade como sendo a gerada por essa evaporação, assim:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho_l} = \frac{q''}{\rho_l h_{lv}} \quad (C.4)$$

Finalmente, para a demonstração proposta no capítulo 4, faremos a utilização do número adimensional, o número de Reynolds que é representado através da equação seguinte:

$$Re = \frac{\rho_l V L_b}{\mu_l} \quad (C.5)$$

Supondo que os efeitos inerciais e de viscosidade se equilibram, podemos considerar o número de Reynolds = 1, permitindo obter a escala de comprimento:

$$L_b = \frac{\mu_l}{\rho_l V} \quad (C.6)$$

## C.2 - NÚMERO DE FROUDE

Para a manipulação do número de Froude, substituímos o valor de  $L_b$  expresso na equação C.6 e de  $V$  obtido em C.4, assim:

$$Fr = \frac{V^2}{gL} = \frac{V^3 \rho_l}{g \mu_l} = \frac{q^{n3}}{\rho_l^2 h_{lv}^3 \mu_l g} \quad (C.7)$$

## C.3 - NÚMERO DE WEBER

Da mesma forma, para a manipulação do número de Weber, substituímos o valor de  $L_b$  expresso na equação C.6 e de  $V$  obtido em C.4, assim:

$$We = \frac{\rho_l V^2 L}{\sigma} = \frac{\mu_l V}{\sigma} = \frac{q^n \mu_l}{\rho_l h_{lv} \sigma} \quad (C.8)$$

## C.4 - O MÉTODO EMPÍRICO

Uma maneira de se obter experimentalmente uma correlação para a transferência de calor envolve a análise de uma série de dados obtidos em laboratório, sobre condições de testes controladas. A correlação que representará o coeficiente de transferência de calor para o fenômeno de ebulição (com e sem confinamento) baseia-se na utilização dos parâmetros adimensionais apropriados obtidos dos resultados experimentais e plotados sobre um gráfico logarítmico, conforme descrito em, Incropera & DeWitt (2002). O primeiro passo consiste em escrever uma expressão algébrica que permitirá escrever uma função entre os números adimensionais que representam as variáveis independentes ( $Fr$ ,  $We$ ,  $Bo$ ) e o número adimensional da grandeza dependente ( $Nu_l$ ). Todas as propriedades físicas do fluido n-Pentano foram obtidas utilizando o software

EES (Equation Engineering Solver) que permitiu a obtenção dos valores numéricos dos números adimensionais (Nusselt, Froude, Weber e Bond) utilizados. O procedimento e todas as etapas utilizadas para a obtenção das duas correlações, uma para a ebulição confinada e outra para a ebulição não confinada é apresentado a seguir.

Para o caso sem confinamento, o coeficiente de transferência de calor será determinado a partir da seguinte relação:

$$Nu_s = f(Fr, We) \quad (C.9)$$

e desta maneira a expressão algébrica pode ser escrita, como:

$$Nu_s = C_1 \cdot Fr \cdot We^m \quad (C.10)$$

O sub-índice  $s$  que aparece no número de Nusselt significa seção sem confinamento. O passo seguinte consiste em escrever o número de Nusselt através dos dados obtidos experimentalmente, em função do número de Froude e do número de Weber. Os valores de  $C_1$  e  $m$  são determinados a partir da equação da reta obtida do gráfico logaritmo da nossa função. Fazendo:

$$\frac{Nu_{exp}}{Fr} = C_1 \cdot We^m \quad (C.11)$$

Aplicando o logaritmo na base 10 de ambos os lados e usando as propriedades logarítmicas;

$$\log_{10} \left( \frac{Nu_{exp}}{Fr} \right) = \log_{10} C_1 + m \cdot \log_{10} We \quad (C.12)$$

Em seguida, comparamos com a equação da reta obtida a partir dos dados experimentais:

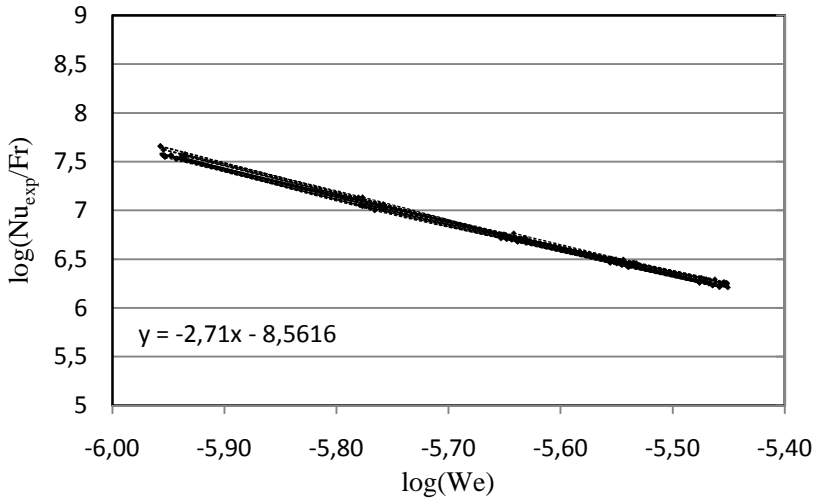


Figura C.1 - Representação adimensional da relação utilizada para a correlação empírica.

$$y = ax + b \quad (C.13)$$

$$y = \log_{10} \left( \frac{Nu_{exp}}{Fr} \right) \quad (C.14)$$

$$a = m = -2,71 \quad (C.15)$$

$$x = \log_{10} We \quad (C.16)$$

$$b = \log_{10} C_1 \rightarrow C_1 = 10^b \rightarrow C_1 = 10^{-8,5616} \rightarrow C_1 = 2,74 \cdot 10^{-9} \\ = 2,74 \cdot 10^{-9} \quad (C.17)$$

Substituindo os valores da constante,  $C_1$  e do coeficiente  $m$  encontrados, então,

$$Nu_{cal_s} = 2,74 \cdot 10^{-9} \cdot Fr \cdot We^{-2,71} \quad (C.18)$$

A Equação C.18 representa a correlação para o fenômeno de ebulição sem confinamento.

Para calcular a expressão para o caso confinado, o número de Bond é incluído. Assim a função fica escrita como:

$$Nu_c = C_1 \cdot C_2 Fr \cdot We^m \cdot Bo^n \quad (C.19)$$

O  $Nu_c$  representa o número de Nusselt para a condição em que há confinamento. Primeiramente escreve-se o número de Nusselt obtido experimentalmente em função do número de Froude e do número de Weber plotando o gráfico logaritmo como foi representado pela Figura 4.1, para o caso sem confinamento. Em seguida se acrescenta o próximo número adimensional, neste caso, o número de Bond. Desta forma a função fica escrita como:

$$Nu_{exp} = Nu_{cal\_1} \cdot C_2 \cdot Bo^n \quad (C.20)$$

Onde,

$$Nu_{cal\_1} = C_1 \cdot Fr \cdot We^m \quad (C.21)$$

Assim, para a Equação C.21 obtém-se:

$$Nu_{cal\_1} = 1,88 \cdot 10^{-9} Fr \cdot We^{-2,76} \quad (C.22)$$

Fazendo o gráfico da razão entre o número de Nusselt obtido com os dados experimentais e o calculado pela Equação C.20 em função do logaritmo do número de Bond, encontram-se os valores para a constante  $C_2$  e o expoente  $n$ . Assim, a correlação para o fenômeno de ebulição com confinamento é representado pela Equação C.23:

$$Nu_{cal\_c} = 1,85 \cdot 10^{-9} Fr \cdot We^{-2,76} \cdot Bo^{-0,03} \quad (C.23)$$